

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**



**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL - MECÁNICA**

**COLECTORES SOLARES DE AIRE PARA EL  
SECADO DE MAÍZ**

**Autor: Carlos Martín Yuste**

**Tutor: Marcelo Izquierdo Millán**



# **ÍNDICE**

## **1. INTRODUCCIÓN**

## **2. OBJETIVO**

## **3. GENERALIDADES DEL GRANO DE MAÍZ**

### **3.1 INTRODUCCIÓN**

### **3.2 ESTRUCTURA DEL MAÍZ**

### **3.3 PRODUCCIÓN DE MAÍZ**

### **3.4 SECADO DEL MAÍZ**

### **3.5 ALMACENAMIENTO DEL MAÍZ**

### **3.6 USOS DEL MAÍZ**

## **4. SECADO DE GRANOS**

### **4.1 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES**

### **4.2 MÉTODOS DE SECADO**

#### **4.2.1 Secado natural o solar**

#### **4.2.2 Secado artificial**

### **4.3 PARÁMETROS DEL SECADO ARTIFICIAL**

#### **4.3.1 Condiciones del aire ambiente**

#### **4.3.2 Temperatura de secado**

#### **4.3.3 Presión estática y flujo de aire**

#### **4.3.4 Humedad inicial del producto**

#### **4.3.5 Flujo del producto dentro del secador**

#### **4.3.6 Tiempo de exposición**

#### **4.3.7 Velocidad de secado**

### **4.4 HIGROCOSCIPICIDAD**

#### **4.4.1 Humedad del maíz**

#### **4.4.2 Contenido de humedad en base húmeda y en base seca**

#### **4.4.3 Humedad de equilibrio**

### **4.5 TIPOS DE SECADORAS**

### **4.6 TRANSFERENCIA DE CALOR**

#### **4.6.1 Consumo específico de energía**

#### **4.6.2 Eficiencia de una secadora**

#### **4.6.3 Capacidad de una secadora**

#### **4.6.4 Cantidad de agua a evaporar**

#### **4.6.5 Caudal de aire**

#### **4.6.6 Pérdidas de energía**

#### **4.6.7 Saturación del aire usado**

#### **4.6.8 Temperatura del grano**

#### **4.6.9 Enfriamiento**

## **5. SECADORA MEGA TC – 40**

### **5.1 DATOS TÉCNICOS**

#### **5.2 PARÁMETROS DE SECADO**

- 5.2.1 Condiciones del aire ambiente**
- 5.2.2 Capacidad de la secadora**
- 5.2.3 Cantidad de agua a evaporar**
- 5.2.4 Consumo específico de energía**
- 5.2.5 Gasto de combustible**
- 5.2.6 Eficiencia de la secadora.**
- 5.2.7 Caudal de aire**

## **6. RADIACIÓN SOLAR**

### **6.1 EL SOL**

### **6.2 CONSTANTE SOLAR**

### **6.3 DISTRIBUCIÓN ESPECTRAL DE LA RADIACIÓN EXTRATERRESTRE**

### **6.4 DEFINICIONES**

### **6.5 DIRECCIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR DIRECTA**

### **6.6 MOVIMIENTOS DE LA TIERRA**

### **6.7 PROPORCIÓN DE RADIACIÓN DIRECTA EN SUPERFICIES INCLINADAS RESPECTO DE SUPERFICIES HORIZONTALES**

### **6.8 INCLINACIÓN ÓPTIMA DE LOS COLECTORES SOLARES**

### **6.9 ORIENTACIÓN DEL COLECTOR**

### **6.10 RADIACIÓN EXTRATERRESTRE EN UNA SUPERFICIE HORIZONTAL**

### **6.11 ATENUACIÓN ATMOSFÉRICA DE LA RADIACIÓN SOLAR**

### **6.12 ÍNDICE DE CLARIDAD $K_T$**

### **6.13 COMPONENTES DIRECTA Y DIFUSA DE LA RADIACIÓN SOLAR**

### **6.14 RADIACIÓN SOLAR EN SUPERFICIES INCLINADAS**

### **6.15 CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR**

#### **6.15.1 Radiación solar recibida de 12 horas a 12.10 horas**

#### **6.15.2 Radiación solar diaria**

## **7. COLECTOR PLANO DE ENERGÍA SOLAR**

### **7.1 DESCRIPCIÓN**

### **7.2 DIFERENCIAS ENTRE COLECTORES DE AIRE Y LÍQUIDO**

### **7.3 COLECTORES SOLARES PARA EL SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS**

### **7.4 COMPONENTES**

### **7.5 CALOR ÚTIL TRANSFERIDO AL FLUIDO**

### **7.6 RENDIMIENTO DEL COLECTOR**

### **7.7 RECTA DE NORMALIZACIÓN**

### **7.8 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL COLECTOR**

#### **7.8.1 Pérdidas en condiciones normalizadas**

#### **7.8.2 Pérdidas por efecto del viento**

#### **7.8.3 Pérdidas por calor almacenado**

### **7.9 DATOS TÉCNICOS DEL COLECTOR SOLAR**

### **7.10 CÁLCULO DE LA ENERGÍA ÚTIL DEL COLECTOR**

#### **7.10.1 Energía útil de 12 horas a 12.10 horas**

##### **7.10.1.1 Primera iteración**

##### **7.10.1.2 Tercera iteración**

##### **7.10.1.3 Resultados**

### **7.11 COMPARACIÓN DE RESULTADOS**

### **7.12 ENERGÍA ÚTIL DIARIA**

## **8. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN**

### **8.1 CALOR ÚTIL Y PÉRDIDAS DURANTE EL SECADO**

### **8.2 CARGA CALORÍFICA MENSUAL**

### **8.3 SUPERFICIE DE CAPTACIÓN**

### **8.4 FRACCIÓN SOLAR**

## **9. CONDUCTOS DE AIRE**

### **9.1 CIRCULACIÓN DEL AIRE POR CONDUCTOS**

### **9.2 DISEÑO DE LOS CONDUCTOS DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE**

### **9.3 DIMENSIONADO DE LAS TUBERÍAS**

#### **9.3.1 Tramos rectos**

#### **9.3.2 Aumentos y reducciones**

#### **9.3.3 Tes**

## **10. CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA EN LOS CONDUCTOS**

### **10.1 TRAMOS RECTOS**

### **10.2 ACCIDENTES EN LA CONDUCCIÓN**

#### **10.2.1 Pérdida de carga en aumentos y reducciones**

#### **10.2.2 Pérdida de carga en tes**

#### **10.2.3 Pérdida de carga en codos**

#### **10.2.4 Pérdida de carga en la descarga**

#### **10.2.5 Pérdida de carga en los colectores**

#### **10.2.6 Pérdida de carga total**

### **10.3 REGULADORES DE CAUDAL**

### **10.4 VENTILADOR**

#### **10.4.1 Curva característica del ventilador**

#### **10.4.2 Variación de la presión en función de la densidad del fluido**

### **10.5 SELECCIÓN DEL VENTILADOR**

### **10.6 PUNTO DE TRABAJO DEL VENTILADOR**

### **10.7 RENDIMIENTO DEL VENTILADOR**

## **11. PÉRDIDAS EN LAS TUBERÍAS**

### **11.1 AISLAMIENTO**

### **11.2 TRANSFERENCIA DE CALOR**

### **11.3 PÉRDIDA DE CALOR EN LAS TUBERÍAS**

## **12. ENERGÍA ÚTIL DE LA INSTALACIÓN**

## **13. FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN**

## **14. ESTUDIO DE LA RENTABILIDAD**

### **14.1 INTRODUCCIÓN**

### **14.2 DEFINICIONES**

#### **14.2.1 Ahorro bruto**

#### **14.2.2 Inversión inicial**

#### **14.2.3 Ayudas**

#### **14.2.4 Mantenimiento**

### **14.3 PERÍODO DE RETORNO DEL CAPITAL INVERTIDO**

### **14.4 TASA INTERNA DE RENTABILIDAD**

## **15. ESTUDIO DEL IMPACTO AMBIENTAL**

### **15.1 IMPACTO AMBIENTAL DE LA INSTALACIÓN**

### **15.2 EMISIONES DE $CO_2$ EVITADAS**

## **16. CONCLUSIONES**

## **17. BIBLIOGRAFÍA**

## **18. ANEXOS**

# 1. INTRODUCCIÓN

Al llegar a la madurez fisiológica, los productos agrícolas y en especial los granos, presentan en la mayoría de los casos un contenido máximo de materia seca. Sería recomendable cosechar los granos en ese punto de desarrollo desde el punto de vista del rendimiento máximo de la producción. No obstante, varios factores limitan esa posibilidad, destacándose entre ellos el contenido de humedad de los granos. El maíz está maduro cuando la humedad del grano es de aproximadamente el 37%.

Teóricamente, la cosecha podría comenzarse en ese momento, pero por razones prácticas generalmente se inicia cuando el grano tiene un contenido de humedad de entre el 25 y 18%. El mayor inconveniente de la cosecha de productos húmedos es la necesidad de reducir su contenido de humedad a niveles seguros para su almacenamiento, siendo un proceso que exige un gran consumo de energía. Se entiende que es seguro un nivel de humedad por debajo del cual se reduce la actividad respiratoria de los granos y se dificulta el ataque de insectos y hongos. Además, al reducir el contenido de humedad de dichos granos se favorece el posterior manejo de los mismos [2].

Se han secado productos agrícolas desde los albores de la civilización. En un principio no había preocupación por el almacenamiento, y la disminución de la humedad se producía en el campo mismo. Era un secado que se realizaba en las condiciones naturales del ambiente, dictadas principalmente por la energía solar incidente y el movimiento del aire, es decir, por el viento. Más adelante se intentó controlar parcialmente las condiciones del secado, y éste pasó a realizarse en hornos especiales o en recintos calentados. Entre la Primera y la Segunda Guerra Mundial se construyeron diversas unidades experimentales de secado. En aquella época sólo funcionaban algunas unidades comerciales, las que se destinaban, fundamentalmente, a la deshidratación de frutas, verduras, heno y al secado de semillas de maíz.

Después de la Segunda Guerra Mundial se hicieron comunes las grandes unidades de secado de granos comerciales, y en las haciendas se empezó a secar grandes cantidades de ellos a temperaturas más elevadas. Este aumento en la demanda de secado fue consecuencia del desarrollo de los métodos mecánicos de cosecha. El secado artificial a altas temperaturas es un procedimiento para eliminar el exceso de humedad de los granos, más seguro que el secado natural, por ser menos dependiente de las condiciones climáticas, es más rápido y permite evitar algunos daños que ocurren durante el secado natural. Es una técnica muy usada en las granjas de los países más desarrollados y se emplea desde hace mucho tiempo en las industrias de transformación y en las unidades almacenadoras de granos de todo el mundo.



En los métodos de secado más modernos, los intercambios de aire y masa entre granos y ambiente se producen principalmente por convección de aire forzado. Por tal motivo, los secadores de granos están provistos generalmente, de un ventilador, como agente de movimiento del aire y un quemador que eleva la temperatura de secado hasta el nivel adecuado. El combustible más utilizado es el gasoil, sin embargo, este combustible se está reemplazando en los últimos años por el gas, que tiene como ventajas la menor contaminación de los granos y la modulación infinitamente variable del quemador. La dificultad de emplear gas licuado está dada por la necesidad de contar con la provisión continuada del combustible, lo que significa un depósito apropiado, el instrumental de regulación y control o, en el gas natural, la línea o gasoducto desde la línea principal [3].

La gran dependencia actual de los combustibles fósiles en nuestro país, el incremento de precios, su escasez y agotamiento como recurso y los gases de efecto invernadero producidos como consecuencia de su utilización, está provocando que la sociedad se encamine hacia un consumo más racional y hacia otras fuentes de energía. Por tanto, es claramente necesaria una fuerte apuesta por las energías renovables, que en gran medida reducirían las emisiones de agentes nocivos al medio ambiente así como la dependencia de los combustibles fósiles.

En aplicaciones donde es necesario el uso de aire caliente, los colectores solares de aire son una alternativa a tener en cuenta. Los principios básicos de operación son similares a los de los colectores de agua, pero en este caso se usa un ventilador eléctrico para realizar el movimiento del aire. Son varias las ventajas derivadas del uso de colectores solares de aire para el secado de granos. Como la temperatura del aire de secado a altas temperaturas es superior a la temperatura de salida de aire de los colectores, no hace falta ninguna unidad de almacenamiento de calor, todo el aire caliente generado por los colectores va directo al secado de los granos y por tanto es calor útil. Por tanto, los colectores solares de aire tienen como misión reducir la cantidad de combustible que debe usar el quemador para alcanzar la temperatura de secado establecida.

## 2. OBJETIVO

El propósito del presente proyecto es diseñar una instalación solar por aire caliente para incorporar a una secadora modelo Mega TC-40 para el secado de maíz.

Los objetivos del proyecto son:

- Analizar los parámetros relativos al secado del maíz.
- Calcular la radiación solar incidente sobre un plano inclinado para intervalos de tiempo de diez minutos durante la época de secado del maíz.
- Calcular las pérdidas originadas por el colector en dichos intervalos de tiempo.
- Diseñar la instalación.
- Calcular las pérdidas de carga en los conductos y seleccionar el ventilador.
- Calcular las pérdidas de calor producidas en las tuberías en estos intervalos de tiempo.
- Realizar una valoración económica del proyecto.
- Realizar un análisis medioambiental.

Para ello utilizaremos los siguientes parámetros:

- Datos recogidos por una estación meteorológica situada en Madrid en intervalos de tiempo de diez minutos, que son: radiación solar sobre el plano horizontal, temperatura ambiente y velocidad del viento.
- Características de la secadora Mega TC-40.
- Características del grano de maíz dulce.

## 3. GENERALIDADES DEL GRANO DE MAÍZ

### 3.1 INTRODUCCIÓN

Maíz (*Zea Mays*), palabra de origen indio caribeño, significa literalmente «lo que sustenta la vida». El maíz, que es junto con el trigo y el arroz uno de los cereales más importantes del mundo, suministra elementos nutritivos a los seres humanos y a los animales y es una materia prima básica de la industria de transformación, con la que se producen almidón, aceite y proteínas, bebidas alcohólicas, edulcorantes alimenticios y, desde hace poco, combustible.

El maíz es un cultivo muy remoto de unos 7000 años de antigüedad, que se cultivaba por las zonas de México y América central. A finales del siglo XV, tras el descubrimiento del continente americano por Cristóbal Colón, el grano fue introducido en Europa a través de España. Se difundió entonces por los lugares de clima más cálido del Mediterráneo y posteriormente a Europa septentrional. Hoy día su cultivo está muy difundido por todo el resto de países y en especial en toda Europa donde ocupa una



posición muy elevada. Actualmente, es el cereal con mayor volumen de producción en el mundo, superando al trigo y al arroz. El maíz se cultiva en todas las regiones del mundo aptas para actividades agrícolas

Sin embargo, hay que considerar que el consumo humano en todo el mundo es bastante inferior al del trigo, no por su calidad como cereal sino porque el maíz es un alimento fundamental de los animales, especialmente, porcinos.

*Figura 3.1: Mazorca de maíz (Fuente: Wikipedia)*

### 3.2 ESTRUCTURA DEL MAÍZ

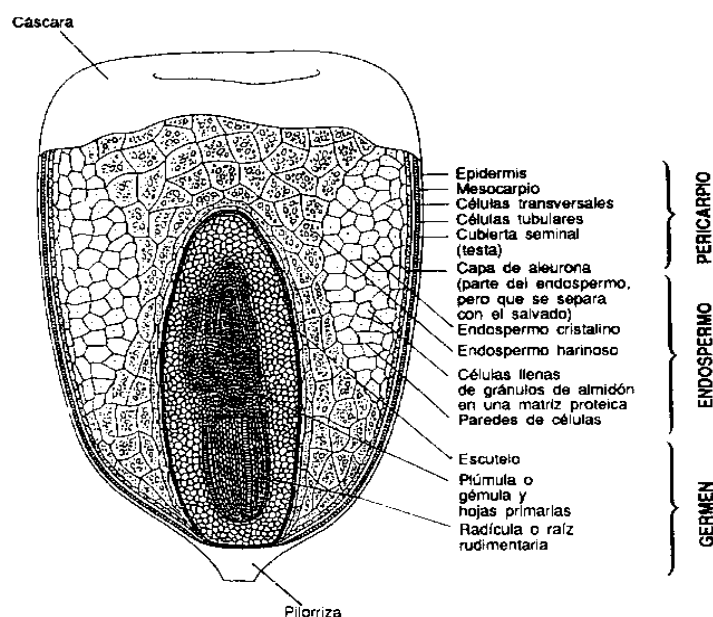
Se puede definir la planta del maíz como un sistema metabólico cuyo producto final es, en lo fundamental, almidón depositado en unos órganos especializados: los granos.

La morfología o arquitectura de la planta ha sido objeto de presiones de evolución que han dado lugar a una gran variabilidad del número, la longitud y la anchura de las hojas, así como de la altura de las plantas, los lugares en que aparecen las mazorcas, el número de éstas por planta, los ciclos de maduración, los tipos de granos y el número de hileras de granos, entre otras muchas características[4].

El grano de maíz se denomina en botánica carióspside o cariopsis; cada grano contiene el revestimiento de la semilla, o cubierta seminal, y la semilla.

Las cuatro estructuras físicas fundamentales del grano: el pericarpio, cáscara, o salvado; el endospermo; el germen o embrión; y la piloriza [4].

*Figura 3.2: Estructura física del maíz. (Fuente: Wheat Flour Institute Chicago, Illinois 1964)*



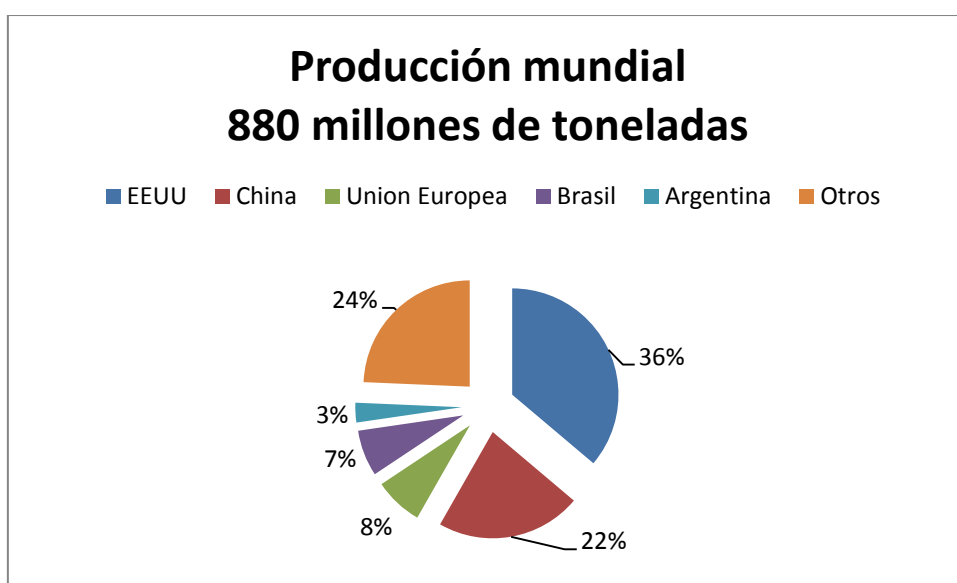
Estructura	Porcentaje de distribución ponderal
Pericarpio	5-6
Aleurona	2-3
Endospermo	80-85
Germen	10-12

*Tabla 3.2: Distribución ponderal de las principales partes del grano[4]*

### 3.3 PRODUCCIÓN DE MAÍZ

La producción mundial de estas semillas alcanzó los 880 millones de toneladas en el año 2010 frente a los 706 millones de TM el año anterior. Comparando estas cifras con los 600 millones de toneladas de trigo o los 650 millones de arroz, se comprende la importancia básica a nivel mundial del maíz, no sólo económicamente sino a todos los niveles.

Estados Unidos es el mayor productor con 313,91 millones de toneladas seguido de China 191,75 millones de toneladas, la Unión Europea (27 Estados) 64,31 millones de toneladas, Brasil 61,0 millones de toneladas y Argentina con 26 millones de toneladas.



*Figura 3.3: Porcentaje de producción mundial del maíz en el año 2010*

A nivel de Europa en el 2010 se calculan 65.000ha, siendo Hungría con 33.200 ha el país con mayor superficie de cultivo, seguido de Francia con unas 24.000 ha pero con una tendencia a la baja desde 2003, pues parte de su producción se está desplazando a nuevos países productores de Europa del Este (Ucrania, Polonia o el propio Hungría). Tanto España como Italia se están manteniendo en sus superficies de 4.300 y 3.850 ha respectivamente.

En España el cultivo se centra en sus inicios en Alicante, Murcia, Valencia, Toledo y Badajoz. Posteriormente se extendió a la zona de Navarra al final de los años 80 y algo más tarde a la zona de Castilla-León. Hoy en día se estiman unas 4.300 hectáreas de este cultivo en España, con un 45% en la zona de Segovia, un 18% en Albacete, un 16% en Navarra-Aragón; el resto se reparte por Toledo, Madrid, Valencia y Sevilla [17].

### **3.4 SECADO DEL MAÍZ**

La recolección del maíz es una actividad muy mecanizada en los países desarrollados, mientras que en los países en desarrollo ésta se hace aún manualmente. El sistema mecanizado no sólo arranca la mazorca de la planta, sino también el grano de la panoja, mientras que la recolección a mano requiere arrancar primero la mazorca, y posteriormente mondarla. En ambos casos, el maíz se recoge habitualmente cuando tiene un contenido de humedad del 18 al 24 %. Los deterioros ocasionados al grano (normalmente durante la operación de descascaramiento) guardan relación con el contenido de humedad en el momento de la recogida: cuanto menor sea la humedad, menor será el deterioro. Tanto si se recogen mecánica o manualmente, los granos contienen excesiva humedad para poder almacenarlos con seguridad y hay que secarlos hasta niveles seguros de humedad: aproximadamente el 14 %. El secado de granos ayuda a prevenir la germinación de semillas y el crecimiento de bacterias y hongos, y retarda considerablemente el desarrollo de ácaros e insectos. Cuando la humedad del grano está entre el 45% y el 60% puede tener lugar el proceso de germinación. Por debajo de 45% y entre el 20% y el 18%, la respiración de los granos y los microorganismos es extremadamente alta y se alcanzan temperaturas elevadas que pueden matar el germen. Las humedades por debajo del 14% no proporcionan un ambiente favorable para el desarrollo de los insectos en los granos almacenados[4].

### **3.5 ALMACENAMIENTO DEL MAÍZ**

La conservación eficaz del maíz, al igual que la de otros cereales y leguminosas alimenticias, se basa esencialmente en las condiciones ecológicas reinantes durante el almacenamiento, en las características físicas, químicas y biológicas del grano, en la duración del almacenamiento, y, por último, en el tipo y características funcionales del local de almacenamiento. Los factores de importancia que influyen al respecto son de dos clases: en primer lugar, los de origen biótico, que comprenden todos los elementos o agentes vivos que encontrándose en condiciones favorables para su desarrollo utilizarán el grano como fuente de elementos de nutrición y con ello ocasionarán su deterioro. Se trata fundamentalmente de insectos, microorganismos, roedores y aves. En segundo lugar están los factores no bióticos, que comprenden la humedad relativa, la temperatura y el tiempo transcurrido. A pesar de que las pérdidas causadas por los insectos y las aves son considerables, se ha prestado mayor atención a los problemas causados por las infecciones microbianas, no sólo por las pérdidas de grano ocasionadas, sino fundamentalmente a causa de los efectos tóxicos que los subproductos metabólicos que esos microorganismos tienen sobre la salud de los seres humanos y de los animales. Las características físicas y bioquímicas del grano influyen en los efectos de dichos factores bióticos y no bióticos. La baja conductividad térmica del grano, su capacidad de absorción de agua, su estructura, su composición química, su ritmo de respiración y calentamiento, la textura y consistencia del pericarpio y el método y

condiciones del secado influyen en los cambios que tienen lugar durante el almacenamiento[4].

### **3.6 USOS DEL MAÍZ**

Este cereal es usado principalmente para alimentación animal 80%, principalmente para el ganado, cerdos y pollería, y un 20% para consumo humano. El maíz se emplea como mazorca o en formas procesadas como aceite, almidón, dulcificante y harina.

El aumento de los precios del petróleo ha impulsado la intensificación de las investigaciones sobre la fermentación del maíz para producir alcohol combustible, el cual tiene un uso muy difundido en algunas partes de los Estados Unidos. Con maíz fermentado se elaboran también algunas bebidas alcohólicas.

Por último, también tienen importancia las aplicaciones de los residuos de la planta de maíz, que se utilizan, entre otras cosas, como alimento para animales y como base para extraer diversos productos químicos de las panojas, como por ejemplo, furfural y xilosa. Estos residuos también tienen importancia como elementos para mejorar los suelos[4].

## **4 SECADO DE GRANOS**

### **4.1 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES**

El secado es la forma más antigua y sana de preservar alimentos. Consiste en la retirada de una parte del agua contenida en sus tejidos y células hasta un valor aceptable para evitar la putrefacción y pérdida de los mismos.

Así pues el principal objetivo es reducir la humedad de cosecha de los granos y semillas a niveles seguros para el almacenamiento y óptimos para su comercialización. Además el secado también facilita el manejo posterior del producto.

El secado se puede realizar con aire natural o con aire caliente y generalmente nos referimos a la temperatura del aire de secado y rara vez nos referimos a la temperatura del grano. Sin embargo, la temperatura que el grano adquiere en los procesos de secado determinará si el mismo mantiene la calidad inicial que poseía antes de iniciado dicho proceso.

### **4.2 MÉTODOS DE SECADO**

Existen básicamente dos métodos para el secado, secado natural y secado artificial[2].

#### **4.2.1 Secado natural o solar**

El producto se deja expuesto a las corrientes de aire y a la temperatura del medio ambiente, esto se puede hacer en la planta o en patios. Este secado se origina en países o regiones donde las condiciones climáticas son estables y más bien secas en la época de maduración del grano. Esta situación se presenta, por ejemplo, en Australia, donde la gran mayoría de su producción se cosecha bien seca, a veces entre 10 y 12%, porque las características del clima en los meses de maduración fisiológica se presentan uniformemente cálidas y secas. La mayoría de los países europeos, sobre todo los ubicados hacia el norte del continente, se encuentran en una situación opuesta. Casi toda su producción se cosecha húmeda y debe ser secada.

Las ventajas de este secado es que no tienen gastos en combustibles para el calentamiento del aire y también que se puede trabajar con cantidades considerables de grano dependiendo de la infraestructura.

Sus desventajas son que no se pueden utilizar durante todo el año debido al cambio climático que sufren las regiones, el producto puede sufrir daños debido al ataque de plagas e insectos, y además la lluvia puede hacer que el producto se seque de manera heterogénea.



#### **4.2.2 Secado artificial**

Para que se puedan aumentar las producciones agrícolas es necesario secar los productos en plazos relativamente cortos, y cualesquiera que sean las condiciones ambientales. Por tanto hay que recurrir al secado artificial.

Mediante un ventilador se hace pasar el aire caliente hacia el producto a secar, situado en la cámara de secado. Los procesos de secado a altas temperaturas utilizan grandes flujos de aire con temperaturas que pueden superar los 100<sup>0</sup>C. El potencial de retención de agua de dicha masa de aire aumenta a medida que sube su temperatura, con lo que se incrementa a su vez el potencial de secado de dicho aire. De ahí la mayor rapidez de los procesos de secado a altas temperaturas, en comparación con los otros procesos de secado.

#### **4.3 PARÁMETROS DEL SECADO ARTIFICIAL**

Los parámetros que influyen en la tasa de secado, cuando se secan granos con aire forzado, son: la temperatura y la humedad relativa ambiente, la temperatura y el flujo de aire de secado, el contenido de humedad inicial y de equilibrio de los granos, la temperatura y, dado el caso, la velocidad de dichos granos dentro del secador.

Los parámetros de secado citados no son independientes. Esto quiere decir que influyen en la tasa de secado como un conjunto de factores y no aisladamente. El manejo adecuado de dichos parámetros permite determinar el equipamiento apropiado para las condiciones específicas de secado[3].

##### **4.3.1 Condiciones del aire ambiente**

A la temperatura y la humedad relativa del aire ambiente, muchas veces no se les da importancia para el secado a altas temperaturas. Estos parámetros tienen poca influencia sobre la tasa de secado; en cambio, determinan la cantidad de energía necesaria para alcanzar la temperatura de secado. Cuanto menor sea la temperatura ambiente, mayor será la cantidad de energía necesaria para calentar ese aire, lo que determina un mayor costo del secado.

##### **4.3.2 Temperatura de secado**

La temperatura del aire de secado es el parámetro de mayor flexibilidad en un sistema de secado a altas temperaturas e influye significativamente en la tasa y la eficiencia de secado y en la calidad del producto final. Un aumento de dicha temperatura significa un menor consumo de energía por unidad de agua evaporada y una mayor tasa de secado. En cambio, las temperaturas de secado más elevadas pueden causar daños térmicos más acentuados en los granos. La temperatura de secado, junto con los flujos de aire y de granos, determina la cantidad de agua evaporada en un secador.

#### **4.3.3 Presión estática y flujo de aire**

La pérdida de carga de un flujo de aire a través de una capa de granos, conocida generalmente como resistencia al flujo de aire y denominada presión estática, influye en este flujo y, en consecuencia, en la tasa de secado. Para determinado tamaño de ventilador, cuanto menor sea el espesor de la capa de granos y menor la cantidad de impurezas en ella, mayor será el flujo de aire y también la tasa de secado. Esto, porque el menor espesor de la capa y la menor cantidad de impurezas significan menos resistencia al paso del aire a través de los granos.

#### **4.3.4 Humedad inicial del producto**

El contenido de humedad inicial también influye en la tasa de secado. Cuanto más elevado sea el contenido de humedad de un producto, mayor será la cantidad de agua evaporada por unidad de energía. Con elevados contenidos de humedad, las fuerzas de adsorción de la estructura celular del material sobre las moléculas de agua, son menores que cuando el contenido de humedad del producto es más bajo. En consecuencia, se utiliza un mayor porcentaje de energía disponible para evaporar la humedad contenida en los granos más secos.

#### **4.3.5 Flujo del producto dentro del secador**

La velocidad con que el material pasa por el secador, denominada con mayor frecuencia flujo de masa o tiempo de residencia del producto en el secador, puede influir en la tasa de secado, la eficiencia del proceso y la calidad final del producto. Si el flujo de masa aumenta, el producto final será, en general, de mejor calidad. Por otra parte, hay un aumento del consumo de energía específica, esto es, de la energía que se necesita para evaporar una unidad de masa de agua y una disminución de la eficiencia térmica del secado, porque los granos que pasan por el secador con mayor velocidad pierden menos humedad y el secado puede resultar insuficiente. El manejo adecuado de la velocidad del producto tiene importancia fundamental en el secado.

#### 4.3.6 Tiempo de exposición

Es universalmente aceptado que la temperatura de secado para semillas no debe subir de 40°C. Esta afirmación, por sí sola, es incompleta, pues el tiempo de exposición del producto al aire de secado es un elemento que hay que considerar.

La influencia de cada parámetro en el secado no se podrá establecer de manera aislada, pues el cambio de uno de ellos altera el comportamiento de los demás durante el proceso de secado. Esa interdependencia entre los parámetros hace que el dimensionamiento y la optimización de los secadores de granos se realice con cautela. Por otra parte, el conocimiento de dicha interdependencia permite desarrollar nuevas tecnologías de secado. Se puede afirmar, pues, que es posible secar semillas a altas temperaturas (por encima de los 100°C), una vez que se hayan definido correctamente los parámetros de secado y, de manera especial, la temperatura del aire de secado y flujo del producto dentro del secador.

#### 4.3.7 Velocidad de secado

Se llama velocidad de secado a la velocidad con la que el aire pasa a través de los granos. También se puede llamar como la cantidad de los puntos de humedad que dicho aire extrae a los granos por unidad de tiempo, generalmente una hora.

### 4.4 HIGROCOSPICIDAD

La higroscopicidad es la propiedad que tienen los materiales para absorber o entregar humedad a la atmósfera que circunda hasta que entren en equilibrio con ella. Cuando un grano se encuentra durante un tiempo suficientemente prolongado en un ambiente con determinada humedad relativa y temperatura, adquiere un contenido de humedad en equilibrio con dicho ambiente, es decir, no absorbe ni pierde agua, mientras el ambiente, por supuesto, no varíe su humedad y temperatura[1].

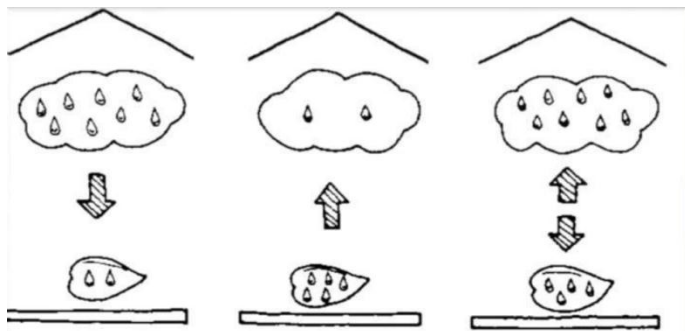


Figura 4.4: Humedad de equilibrio higroscópico (Fuente: Ingeniería Poscosecha I)

#### 4.4.1 Humedad del maíz

Los granos, como es bien conocido, no pueden conservarse almacenados si no están secos. La cuestión es determinar cuándo un grano se considera "seco". Como término general, para los cereales, una humedad del 14% se considera el límite para estimarlo como "seco". Pero este valor es relativo, pues depende de diversos factores.

#### 4.4.2 Contenido de humedad en base húmeda y en base seca

Sabemos que la medición de la humedad del grano se fija sobre la llamada "base húmeda", es decir, la cantidad de agua que tiene el grano en total, o sea, sobre su peso de materia seca más agua. Es el dato que dan los humidímetros comunes usados en el comercio.

El contenido de humedad en base seca es la cantidad de agua que tiene el grano en relación solamente a la cantidad de materia seca. Esta humedad será siempre mayor que la anterior.

#### 4.4.3 Humedad de equilibrio

Es la humedad específica que un material higroscópico adquiere cuando se mantiene en contacto con el aire a una temperatura y humedad constantes hasta llegar al equilibrio.

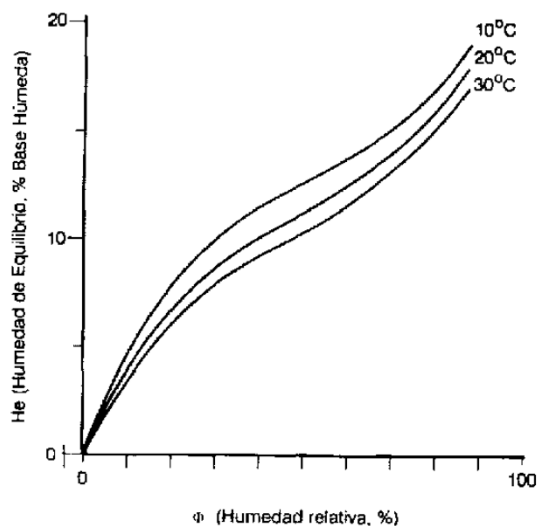


Figura 4.4.3: Humedad de equilibrio del maíz. (Fuente: FAO)

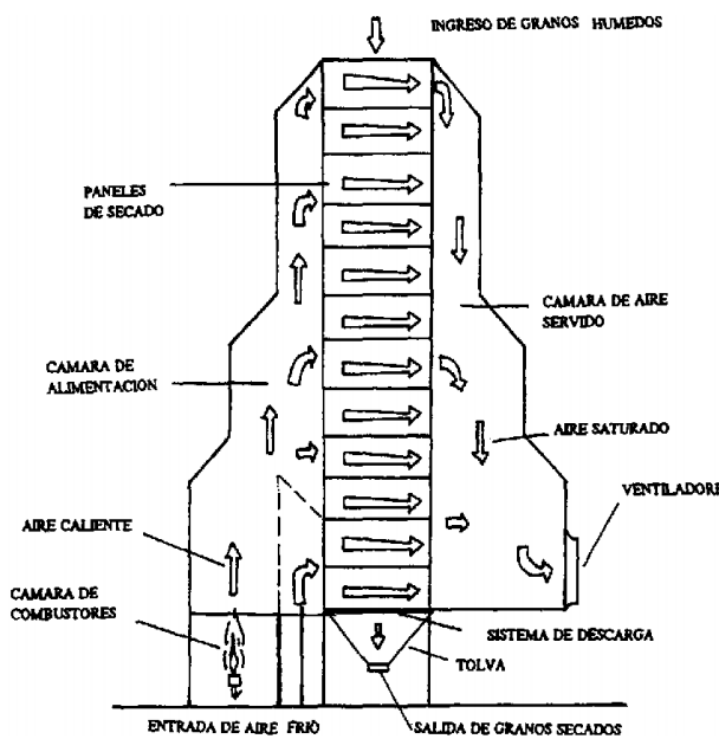
## 4.5 TIPOS DE SECADORAS

Las secadoras de granos se pueden clasificar acuerdo con diversos criterios, tales como el flujo del producto en el secador y la temperatura de secado. La elección de uno de estos criterios depende del enfoque que se quiera dar al asunto.

Si los clasificamos en función del flujo del producto tenemos:

- a) Estacionarios: Se usan para el secado a baja escala. El grano permanece en una cámara hasta que se halla secado
- b) De flujo continuo: Son aquellas en las que el grano se introduce y descarga en forma continua o intermitente, permaneciendo constantemente llenas las secciones de secado y enfriamiento. Las operaciones de secado y enfriamiento se efectúan en forma simultánea e ininterrumpida. Secan en menor tiempo grandes cantidades de forma continua.

La secadora que vamos a utilizar es una secadora de flujo continuo vertical. Este tipo de secadoras, también llamadas "tipo torre", se caracterizan por el recorrido del grano, desde arriba hacia abajo.



El grano entra por la parte superior y en su descenso lo van atravesando corrientes de aire caliente reduciendo el contenido de humedad. Antes de la salida del grano seco por la tolva, hay una operación de enfriamiento, en la cual el aire que le atraviesa no ha sido calentado. Esto provoca una disminución de la temperatura del grano y además una reducción en el porcentaje de humedad del 0.5 al 0.8 %.

El aire usado, más frío y con un mayor contenido de humedad, es expulsado hacia el exterior por medio de unos ventiladores.

*Figura 4.5: Secadora de flujo continuo vertical  
(Fuente: Secado de granos y secadoras)*

## 4.6 TRANSFERENCIA DE CALOR

En los manuales de los fabricantes de secadoras se encuentra expresado el consumo de combustible utilizando como unidad el kg, el litro o el m<sup>3</sup> por tonelada de grano secado o por hora de trabajo.

Esta forma de expresión es útil para esos cálculos, pero no es totalmente exacta porque el consumo varía de un combustible a otro, porque es diferente según la humedad inicial del grano, la temperatura de secado empleada y depende además de otros factores.

Resulta más adecuado indicar el consumo de energía en otra unidad, como es la cantidad de kilocalorías consumidas por cada kg de agua evaporada, que permite hacer comparaciones entre secadoras, y cuya determinación se explica enseguida. Es lo que se denomina "consumo específico de energía".

### 4.6.1 Consumo específico de energía

Una secadora convencional, tipo torre, correctamente construida, utilizada y mantenida, tiene un consumo energético de unas 850-900 kcal por kg de agua evaporada. Esta cantidad se compone de la siguiente manera (aproximadamente):

- Calor necesario para la evaporación de 1 kg de agua	600 kcal
- Pérdida por el calor sensible que se va en el aire usado	170-220 kcal
- Perdidas de calor por conducción, radiación y convección hacia el exterior	20 kcal
- Pérdida por el calor transportado por el grano	60 kcal
Total	850 - 900 kcal

*Tabla 4.6.1: Consumo específico de energía (Fuente: Secado de granos y secadoras)*

El valor de 600 kcal/kg de agua no puede ser disminuido de ninguna forma, pues es el calor mínimo que se requiere para evaporar el agua. Las otras pérdidas pueden ser rebajadas en cierta medida por medio de mejoramientos en las secadoras o utilizando algunos sistemas de secado más eficientes.

El consumo específico de energía va creciendo cuando el grano que ingresa a la secadora tiene menor porcentaje de humedad. Esta menor eficiencia es debida a que resulta más difícil remover el agua del grano menos húmedo porque está más fuertemente ligada a la estructura de la semilla[1].

#### 4.6.2 Eficiencia de una secadora

Es la relación entre las kcal mínimas necesarias para evaporar el agua de una masa determinada de granos y la cantidad de kcal realmente consumidas.

$$Ef = \frac{[kg \text{ de agua evaporada} \times \text{calor latente del agua (kcal/kg)}]}{[kg \text{ de combustible usado} \times \text{poder calórico del combustible}]} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

Una secadora moderna con un diseño racional, puede aumentar su eficiencia a 75% o más.

#### 4.6.3 Capacidad de una secadora

La expresión "Capacidad de secado" tiene una importancia fundamental, porque es un parámetro, quizás el más utilizado en el desempeño de las secadoras. Interviene en casi todos los cálculos, en los proyectos y en los costos de secado de granos.

En general, la capacidad de secado se expresa en unidades comunes como toneladas por hora, ya sea de grano seco o de grano húmedo.

Expresar la capacidad de una secadora solamente en t/h puede llevar a cierta confusión, pues en realidad, una secadora no tiene una sola capacidad horaria, sino varias, que dependen de varios factores, como la humedad inicial del grano, la temperatura de secado y otros.

Es más lógico expresar la capacidad en toneladas por hora y por punto de humedad, valor que se forma de multiplicar la capacidad en t/hora que indica el fabricante por los puntos de humedad que también señala el mismo. Así, una secadora de 30 t/h para secar maíz de 17 a 13,5% (3,5 puntos), tendrá una capacidad de:

$$30 \text{ t/h} \times 3,5 \text{ puntos} = 105 \text{ toneladas punto/hora}$$

#### 4.6.4 Cantidad de agua a evaporar

Para calcular la cantidad de agua que debemos evaporar debemos conocer la humedad inicial del grano, la humedad final y la cantidad de éste.

Mediante la siguiente fórmula calculamos el porcentaje de agua que debemos evaporar.

$$\text{Porcentaje de agua a evaporar: } \frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} [\%]$$

Donde:  $\phi_i$ : es la humedad inicial

$\phi_f$ : es la humedad final

La cantidad de agua a evaporar será:

$$\text{Agua a evaporar: } \text{Porcentaje de agua a evaporar} \cdot \text{Masa de granos a secar [Kg]}$$

#### 4.6.5 Caudal de aire

Para el cálculo del caudal de aire requerido para el secado usamos la siguiente fórmula:

$$\text{Caudal (m}^3/\text{min)} = \frac{\text{consumo energético (kcal/h)}}{\Delta t \times 17}$$

Donde:

$\Delta t$ : diferencia entre la temperatura del aire de secado y la temperatura ambiente.

17: constante de Foster

#### 4.6.6 Pérdidas de energía

Como hemos visto, las más importantes de ellas son las que se producen por el calor sensible que se va con el aire usado. Aun cuando el aire usado salga saturado, siempre se produce una pérdida de calor originada por el calor sensible que conduce.

Las condiciones más favorables para el secado se presentan cuanto mayor sea la diferencia entre la temperatura del aire de secado que entra en contacto con los granos y la del aire usado. Se deduce entonces que será favorable el balance cuando la temperatura del aire de secado sea más elevada. Igualmente favorable es una mayor temperatura del aire ambiente.



#### **4.6.7 Saturación del aire usado**

Es sabido que cuanto más saturado salga el aire de la secadora, mejor será la eficiencia energética de la máquina.

Este aire se satura por dos razones: 1) porque absorbe humedad al atravesar los granos húmedos, es decir, aumenta su humedad absoluta, y 2) porque cede calor al grano y por ende se enfría y entonces disminuye su humedad de saturación. Es decir, que cuanto menor sea la diferencia de temperatura entre el bulbo seco y el bulbo húmedo de un psicrómetro, el aire estará más saturado[3].

Hay varias maneras de aumentar la saturación del aire usado. Una de ellas es reducir el caudal del aire pues así aumenta el tiempo de contacto entre aire y grano, y el aire puede recoger más humedad. Sin embargo, esto se consigue a costa de disminuir la capacidad de secado, pues el ingreso total de energía al sistema se restringe. Otra forma, es incrementar la temperatura del aire secado.

#### **4.6.8 Temperatura del grano**

La temperatura del grano durante el proceso de secado es un factor primordial por su relación, no solamente por la calidad del grano sino también por su influencia en el enfriamiento posterior en la máquina.

En general, puede afirmarse que la temperatura del grano es tanto más baja cuanto más elevada sea la humedad inicial ya que la mayor evaporación que se produce absorbe calor.

Siendo de tal importancia las temperaturas máximas que puede soportar un grano determinado, se recomienda tener muy en cuenta los valores respectivos.

En secadoras comunes los granos normalmente salen con 40 a 60°C de la zona de secado, aun con temperaturas del aire entre 100 y 120°C. Pero en secadoras antiguas, o de diseño poco satisfactorio, los granos pueden llegar a muy altas temperaturas, sobre todo en algunas partes de la máquina.

Por otra parte, cuando el grano es descargado de la máquina a altas temperaturas, mayores que las consideradas normales, significa una pérdida directa de calor, y un consumo extra de energía en la aireación posterior para enfriarlo.

#### **4.6.9 Enfriamiento**

La capacidad de enfriamiento de una secadora tiene importancia, pues hay que tener presente que durante el período de enfriado los granos continúan secándose, aunque en menor proporción. Se calcula que puede evaporarse entre un 0,5 a 0,8% de humedad en esta zona. Esta cantidad es mayor cuanto mayor sea la temperatura del grano y menor sea el caudal de aire frío.

En los casos en los que la humedad inicial del grano sea muy baja, el tiempo de permanencia es corto (o sea que el grano escurre con mayor velocidad) y puede suceder que no haya suficiente tiempo para el enfriamiento, y por tanto que el grano salga demasiado caliente de la secadora. En algunas secadoras se podrá cambiar, ante esta situación, la posición de las compuertas o divisores de distribución del aire caliente y del aire frío, dándole más volumen a este último. En otros casos se deberá reducir la velocidad del proceso disminuyendo la descarga, pero al mismo tiempo habrá que disminuir la temperatura del aire de secado regulando el quemador.



La alimentación de aire del ventilador de enfriamiento debe efectuarse directamente del exterior, evitando que ingrese aire más caliente por influencia de los quemadores, o debido a que la secadora se encuentra en el interior de edificios o estructuras donde hay aire a mayor temperatura.

En ciertas máquinas es posible aumentar el caudal de aire frío casi hasta el doble y de esta forma reducir el tamaño de la zona de enfriamiento y aumentar consecuentemente la zona de secado.

## 5 SECADORA TC – 40

La secadora de granos a la que vamos a incorporar los colectores solares es la secadora MEGA TC-40. Sus datos técnicos son los siguientes:

### 5.1 DATOS TÉCNICOS

		<b>MODELOS</b> Simple Torre - TC40	
Modelo	TC40		
Altura (m)	8.9		
Frente (m)	3.08		
Lateral (m)	9.44		
Cantidad de módulos (u)	2		
Capacidad portante (m <sup>3</sup> )	30		
Potencia eléctrica (hp)	15.5		
Ventiladores	2		
Capacidad máxima quemador (millcal/h)	1250		
Capacidad de secado de maíz a 100/110° C	19% a 16%		
Toneladas/hora	40/44		

*Tabla 5.1: Datos técnicos de la secadora MEGA TC-40 (Fuente: MEGA)*

Como se dijo anteriormente, se trata de una secadora continua de flujo vertical. Se caracterizan por el recorrido del grano, desde arriba hacia abajo, permaneciendo constantemente llenas las secciones de secado y enfriamiento.

El proceso de secado es el siguiente:

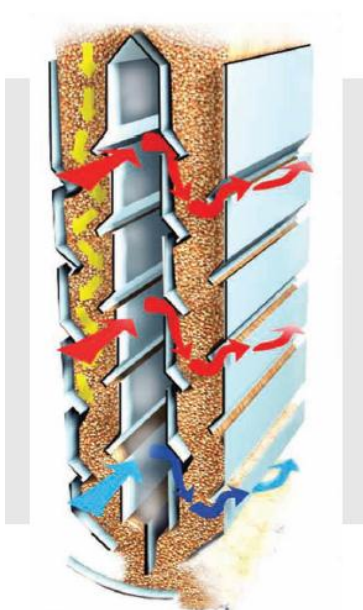
Mediante un ventilador se hace pasar el aire a temperatura ambiente hacia la cámara de quemadores.

Un sensor de temperatura controla la temperatura a la que llega el aire a la cámara de quemadores y así regular la cantidad de combustible a utilizar y el caudal de aire necesario para calentar el aire hasta la temperatura de secado.

Antes de la salida del grano seco, se hace pasar aire frío (que no se ha calentado) para reducir la temperatura del grano a la salida. Es lo que se llama enfriamiento.



*Figura 5.1.1: Funcionamiento secadora MEGA*



El movimiento del grano es de arriba hacia abajo, en movimiento de zig-zag. En el movimiento de rotación del grano una corriente de aire caliente y seco lo rodea de forma homogénea potenciando la transmisión de energía y absorbiendo humedad. Dos ventiladores extraen por depresión este aire con gran contenido de humedad.

*Figura 5.1.2: Recorrido del grano en la secadora MEGA (Fuente: MEGA)*

## 5.2 PARÁMETROS DE SECADO

### 5.2.1 Condiciones del aire ambiente

Como ya hemos visto, el maíz es un material higroscópico, por lo tanto, dependiendo de la humedad y temperatura ambiente los granos tendrán un contenido de humedad distinto. Así pues el contenido de humedad inicial de los granos variará de unos días a otros e incluso en el mismo día.

La recolecta y el secado del maíz depende del clima, para nuestro proyecto supondremos que se realiza desde mediados de septiembre hasta mediados de febrero.

La humedad con la que entran los granos en la secadora variará de unos meses a otros y se sitúa desde un 15.5% aproximadamente en septiembre hasta un 17% en enero. Esta humedad debemos rebajarla hasta niveles adecuados para su mantenimiento, que es del 14%.

### 5.2.2 Capacidad de la secadora

En las características técnicas de la secadora tenemos que la capacidad de secado a 100°C es de 40 Toneladas/h rebajando el contenido de humedad del 19 al 16%. Esta disminución de humedad de 3 puntos depende de la humedad con la que los granos entren en la secadora.

La capacidad de la secadora es de:

$$Capacidad = 40 \frac{T}{h} \cdot 3 \text{ puntos} = 120 \frac{T}{h} \cdot \text{punto}$$

Por lo que la secadora tiene una capacidad de 120 toneladas por punto cada hora.

Esto indica que por ejemplo en septiembre, cuando los granos ingresan más secos, con un contenido de humedad de aproximadamente el 15%, sólo tenemos que extraer un punto de humedad y por tanto la cantidad de toneladas que podríamos secar por hora sería:

$$Capacidad_{septiembre} = \frac{120 \frac{T}{h} \cdot \text{punto}}{1 \text{ punto}} = 120 T/h$$

En enero, cuando los granos ingresan más húmedos, en torno al 17%, la cantidad de toneladas que podríamos secar por hora será:

$$Capacidad_{enero} = \frac{120 \frac{T}{h} \cdot \text{punto}}{3 \text{ puntos}} = 40 T/h$$

Por lo tanto, dependiendo del contenido de humedad inicial de los granos podremos secar una mayor o menor cantidad de granos.

### 5.2.3 Cantidad de agua a evaporar

La cantidad de agua a evaporar depende de la humedad inicial de los granos y de la cantidad de granos que queramos secar. Así pues, para cada mes tenemos:

#### Septiembre

Como hemos visto en la capacidad de la secadora, para el mes de septiembre, como los granos entran con menor contenido de humedad, podríamos secar hasta 120 Toneladas la hora. Esto parece excesivo, ya que deberíamos modificar la tolva de ingreso del grano, y además seguramente no haya tanto grano húmedo para ser secado. Por tanto, para los primeros cálculos, la cantidad de grano a secar será 40 Toneladas cada hora.

La humedad inicial es:  $\phi_i = 15\%$

La humedad final es:  $\phi_f = 14\%$

Porcentaje de agua a evaporar:  $\frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} = \frac{(15 - 14) \cdot 100}{100 - 14} = 1.16\%$

Como la masa de granos a secar es 40 toneladas cada hora, la cantidad de agua a evaporar cada hora es:

$$1.16\% \cdot 40000 \frac{T}{h} = 465.12 \text{ Kg/h}$$

#### Octubre

La humedad inicial es:  $\phi_i = 15.5\%$

La humedad final es:  $\phi_f = 14\%$

Porcentaje de agua a evaporar:  $\frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} = \frac{(15.5 - 14) \cdot 100}{100 - 14} = 1.74\%$

La cantidad de agua a evaporar cada hora es:

$$1.74\% \cdot 40000 \frac{T}{h} = 696 \text{ Kg/h}$$

### Noviembre

La humedad inicial es:  $\phi_i = 16\%$

La humedad final es:  $\phi_f = 14\%$

Porcentaje de agua a evaporar:  $\frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} = \frac{(16 - 14) \cdot 100}{100 - 14} = 2.32\%$

La cantidad de agua a evaporar cada hora es:

$$2.32\% \cdot 40000 \frac{T}{h} = 928 \text{ Kg/h}$$

### Diciembre

La humedad inicial es:  $\phi_i = 17\%$

La humedad final es:  $\phi_f = 14\%$

Porcentaje de agua a evaporar:  $\frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} = \frac{(17 - 14) \cdot 100}{100 - 14} = 3.49\%$

La cantidad de agua a evaporar cada hora es:

$$3.49\% \cdot 40000 \frac{T}{h} = 1395.35 \text{ Kg/h}$$

### Enero

La humedad inicial es:  $\phi_i = 17\%$

La humedad final es:  $\phi_f = 14\%$

Porcentaje de agua a evaporar:  $\frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} = \frac{(17 - 14) \cdot 100}{100 - 14} = 3.49\%$

La cantidad de agua a evaporar cada hora es:

$$3.49\% \cdot 40000 \frac{T}{h} = 1395.35 \text{ Kg/h}$$

### Febrero

La humedad inicial es:  $\phi_i = 16.5\%$

La humedad final es:  $\phi_f = 14\%$

Porcentaje de agua a evaporar:  $\frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} = \frac{(16.5 - 14) \cdot 100}{100 - 14} = 2.91\%$

La cantidad de agua a evaporar cada hora es:

$$2.91\% \cdot 40000 \frac{T}{h} = 1164 \text{ Kg/h}$$

#### 5.2.4 Consumo específico de energía

Ante la falta de datos vamos a establecer un consumo específico de 850 Kcal por Kg de agua evaporada, valor bastante aproximado para este tipo de secadoras. Esto indica que se necesitan 250 Kcal más de las 600 Kcal necesarias para evaporar 1 Kg de agua. La mayor parte de este calor es calor sensible que se pierde con el aire de secado.

El consumo de energía para cada mes será:

Septiembre

$$850 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \cdot 465.12 \frac{\text{Kg}}{h} = 395349 \text{ Kcal/h}$$

Octubre

$$850 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \cdot 696 \frac{\text{Kg}}{h} = 591600 \text{ Kcal/h}$$

Noviembre

$$850 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \cdot 928 \frac{\text{Kg}}{h} = 788800 \text{ Kcal/h}$$

Diciembre

$$850 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \cdot 1395.35 \frac{\text{Kg}}{h} = 1\,186\,047 \text{ Kcal/h}$$

Enero

$$850 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \cdot 1395.35 \frac{\text{Kg}}{h} = 1\,186\,047 \text{ Kcal/h}$$

Febrero

$$850 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \cdot 1164 \frac{\text{Kg}}{h} = 989400 \text{ Kcal/h}$$



### 5.2.5 Gasto de combustible

El combustible utilizado es gasoil. El poder calorífico lo tomaremos como 10200 Kcal/Kg y su densidad es de 0.845 Kg/l. El rendimiento del quemador supondremos que es del 85%. Por tanto tenemos que el gasto de combustible es:

Septiembre

$$\frac{395349 \text{ Kcal/h}}{\frac{10200 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} \cdot \frac{0.845 \text{ Kg}}{\text{l}} \cdot 0.85} = 53.96 \text{ l/h}$$

Octubre

$$\frac{591600 \text{ Kcal/h}}{\frac{10200 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} \cdot \frac{0.845 \text{ Kg}}{\text{l}} \cdot 0.85} = 80.75 \text{ l/h}$$

Noviembre

$$\frac{788800 \text{ Kcal/h}}{\frac{10200 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} \cdot \frac{0.845 \text{ Kg}}{\text{l}} \cdot 0.85} = 107.67 \text{ l/h}$$

Diciembre

$$\frac{1\,186\,047 \text{ Kcal/h}}{\frac{10200 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} \cdot \frac{0.845 \text{ Kg}}{\text{l}} \cdot 0.85} = 161.89 \text{ l/h}$$

Enero

$$\frac{1\,186\,047 \text{ Kcal/h}}{\frac{10200 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} \cdot \frac{0.845 \text{ Kg}}{\text{l}} \cdot 0.85} = 161.89 \text{ l/h}$$

Febrero

$$\frac{989400 \text{ Kcal/h}}{\frac{10200 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} \cdot \frac{0.845 \text{ Kg}}{\text{l}} \cdot 0.85} = 135.05 \text{ l/h}$$

### 5.2.6 Eficiencia de la secadora.

Como vimos, la eficiencia de la secadora es la relación entre las kcal mínimas necesarias para evaporar el agua de una masa determinada de granos y la cantidad de kcal realmente consumidas.

$$Ef = \frac{[kg \text{ de agua evaporada} \times \text{calor latente del agua (kcal/kg)}]}{[kg \text{ de combustible usado} \times \text{poder calórico del combustible}]}$$

$$Ef = \frac{465.12 \text{ Kg/h} \cdot 600 \text{ Kcal/Kg}}{53.96 \frac{l}{h} \cdot \frac{0.845 \text{ Kg}}{l} \cdot 10200 \text{ Kcal/Kg}} = 0.6$$

### 5.2.7 Caudal de aire

Conocida la cantidad de agua a evaporar y calculado el consumo energético, es útil determinar la cantidad de aire para transportar la cantidad de calor ya establecida sin superar una temperatura de trabajo prefijada.

Para el cálculo del caudal de aire usamos la siguiente fórmula:

$$\text{Caudal (m}^3/\text{min)} = \frac{\text{consumo energético (kcal/h)}}{\Delta t \times 17}$$

Donde:

$\Delta t$ : diferencia entre la temperatura del aire de secado y la temperatura ambiente.

17: constante de Foster

La temperatura de secado la tomaremos como 100°C para los primeros cálculos, ya que es la que se da en las especificaciones, sin embargo, esta temperatura puede variar en función del caudal, humedad del grano etc.

Septiembre

$$\text{Caudal} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right) = \frac{395349}{(100 - 20) \times 17} = 290.7 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 17742 \frac{\text{m}^3}{h}$$

Octubre

$$Caudal \left( \frac{m^3}{min} \right) = \frac{591600}{(100 - 14) \times 17} = 404.65 \frac{m^3}{min} = 24279 \frac{m^3}{h}$$

Noviembre

$$Caudal \left( \frac{m^3}{min} \right) = \frac{788800}{(100 - 8) \times 17} = 504.35 \frac{m^3}{min} = 30261 \frac{m^3}{h}$$

Diciembre

$$Caudal \left( \frac{m^3}{min} \right) = \frac{1\ 186\ 047}{(100 - 5) \times 17} = 734.39 \frac{m^3}{min} = 44\ 064 \frac{m^3}{h}$$

Enero

$$Caudal \left( \frac{m^3}{min} \right) = \frac{1\ 186\ 047}{(100 - 5) \times 17} = 734.39 \frac{m^3}{min} = 44\ 064 \frac{m^3}{h}$$

Febrero

$$Caudal \left( \frac{m^3}{min} \right) = \frac{989\ 400}{(100 - 6) \times 17} = 619.15 \frac{m^3}{min} = 37\ 149 \frac{m^3}{h}$$

Así pues, queda:

MES	$\phi_i(\%)$	$\phi_f(\%)$	Agua a evaporar (Kg/h)	Consumo específico (Kcal/h)	Gasto de combustible (l/h)	Caudal ( $\frac{m^3}{h}$ )
Septiembre	15	14	465,12	395349	53,96	17742
Octubre	15,5	14	696	591600	80,75	24279
Noviembre	16	14	928	788800	107,67	30261
Diciembre	17	14	1395,35	1186047	161,89	44064
Enero	17	14	1395,35	1186047	161,89	44064
Febrero	16	14	1164	989400	135,05	37149

*Tabla 5.2.7: Humedad inicial y final de los granos, cantidad de agua a evaporar, consumo específico de energía, gasto de combustible y caudal para el secado del maíz a 100°C.*

## 6 RADIACIÓN SOLAR

### 6.1 EL SOL

El sol no es sino un gran reactor de fusión en el que, al liberarse energía, se alcanzan elevadísimas temperaturas. La cantidad de energía solar que anualmente llega hasta nuestro planeta puede alcanzar el extraordinario valor de  $15 \times 10^{17}$  KWh, muy superior a la demanda total que aquél puede solicitar. El gran problema para optimizar su aprovechamiento lo constituye la baja densidad con que incide sobre la superficie terrestre y que puede alcanzar, como máximo, valores de potencia del orden de  $1 \text{ KW/m}^2$ .

La radiación que procede del sol se corresponde, aproximadamente, como la emitida por un cuerpo negro a una temperatura de aproximadamente 5800 K y como tal, está constituida por radiaciones electromagnéticas cuyas velocidades de propagación son  $c$ , independientes de su longitud de onda  $\lambda$  y que obedecen a la conocida ecuación  $\lambda = c/f$ , donde  $f$  es la frecuencia.

Si estudiamos la radiación solar desde el punto de vista corpuscular, ésta puede ser considerada de acuerdo con la teoría de los fotones o de los "cuantos de energía" de Einstein, como un conjunto de fotones o cuantos dotados de diferente energía según las diferentes longitudes de onda que incluye la referida radiación. Es decir, un haz de luz monocromática de longitud de onda  $\lambda$  estará constituido por un haz de fotones cuya energía viene dada por la expresión:

$$w = h \cdot f = h \cdot c / \lambda$$

Donde:

$h$  es la constante de Plank ( $2.11 \cdot \pi \cdot 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$ )

$c$  es la velocidad de la luz.

Por tanto la radiación solar llevará asociada una energía que equivaldrá a la suma de las energías de los correspondientes fotones que transporta. Puede definirse por tanto la potencia luminosa "G", incidente sobre una superficie a partir del número de fotones  $N$  que por segundo chocan con  $1 \text{ m}^2$  de superficie. Así pues puede escribirse:

$$G = h \cdot f \cdot N = h \cdot (c / \lambda) \cdot N \quad (\text{W} / \text{m}^2)$$

Se puede ver que para una potencia luminosa determinada, el número de fotones que llegan por segundo a una superficie variará según su longitud de onda. Es decir, si la luz es monocromática, con una longitud de onda larga, por ejemplo de color rojo, el número de fotones será mayor que si se tratara de luz de color azul, cuya longitud de onda es menor.

## 6.2 CONSTANTE SOLAR

El flujo de radiación solar que incide sobre un plano cualquiera depende de la orientación de éste y de su distancia al sol, origen de la citada radiación. Como la tierra, en su trayectoria anual, describe una órbita elíptica alrededor de aquel, el valor de la energía que alcanza un plano perpendicular a la dirección de propagación de la radiación, situado en el límite de la atmósfera terrestre variará según la posición de la tierra. Se define la constante solar  $G_{sc}$  como la energía por unidad de tiempo y de área que recibe un plano perpendicular a la dirección de propagación de la radiación en la distancia media tierra-sol en el exterior de la atmósfera. Este valor es  $1367 \text{ W/m}^2$ .

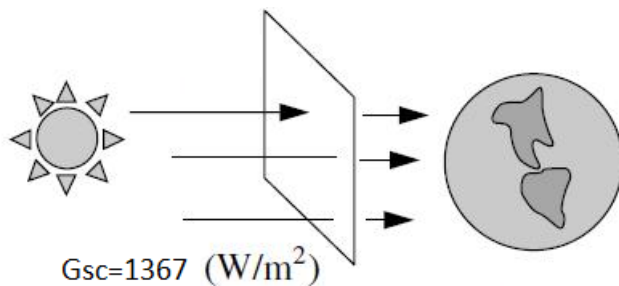


Figura 6.2.1: Constante solar (Fuente: Universidad Nacional Ingeniería de Lima)

La excentricidad de la órbita terrestre hace que se produzcan variaciones en el flujo de radiación extraterrestre del orden de  $\pm 3.3\%$ . La dependencia de la radiación extraterrestre en función de la época del año se muestra en la siguiente figura:

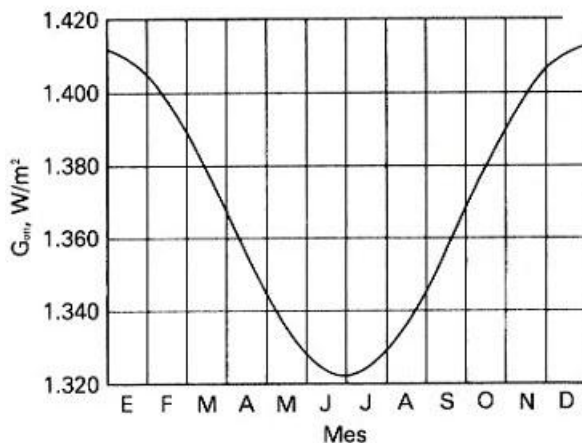


Figura 6.2.2: Variación de la irradiación solar en función del mes (Fuente: Energética Futura)

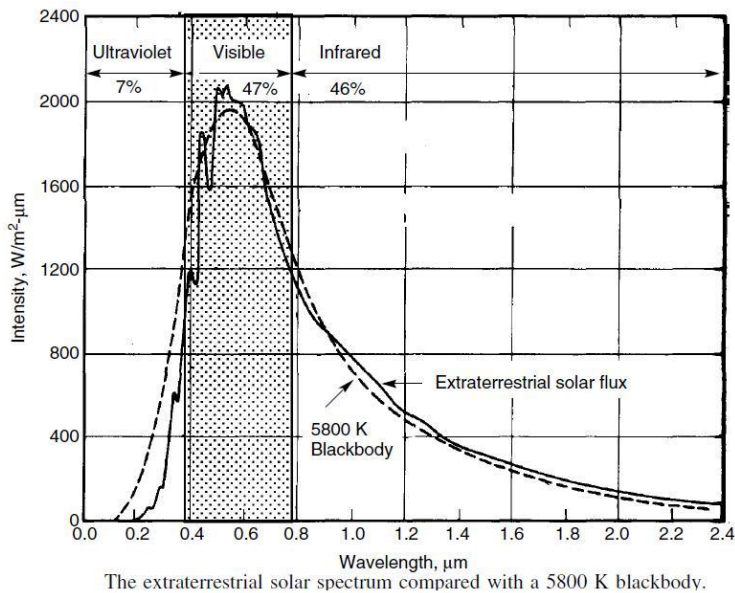
Una simple ecuación nos da la potencia incidente sobre una superficie normal a la radiación solar en el límite de la atmósfera en el enésimo día  $n$ .

$$G_{on} = G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \cdot \frac{360 \cdot n}{365} \right) \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Donde el subíndice  $o$  significa que está en el exterior de la atmósfera y el subíndice  $n$  que es una superficie normal a la dirección de propagación de la radiación.

### 6.3 DISTRIBUCIÓN ESPECTRAL DE LA RADIACIÓN EXTRATERRESTRE

Además de conocer la energía total del espectro solar, es útil conocer la distribución espectral de la radiación extraterrestre, es decir, la radiación que se recibiría en ausencia de atmósfera.



*Figura 6.3: Distribución espectral de la radiación extraterrestre y la de un cuerpo negro a 5800 K. (Fuente: Energética Futura)*

## 6.4 DEFINICIONES

**Irradiancia**  $\left[\frac{W}{m^2}\right]$  : Llamamos irradiancia a la potencia con que la radiación solar incide sobre una superficie. El símbolo que utilizaremos para la irradiancia es  $G$ . Utilizaremos los respectivos subíndices b,d,r para señalar que se refiere a irradiancia directa, difusa y reflejada respectivamente. El subíndice T indica que se trata de un plano inclinado, si no hay subíndice indica que se trata de una superficie horizontal. Así pues  $G$  sería la irradiancia total sobre un plano horizontal mientras que  $G_{b,T}$  sería la irradiancia directa sobre un plano inclinado.

**Radiación**  $\left[\frac{J}{m^2}\right]$  : Llamaremos radiación a la energía incidente sobre una superficie, así pues, la radiación es el resultado de integrar sobre un período de tiempo la irradiancia. El símbolo que utilizaremos para la radiación es  $I$ . Utilizaremos los mismos subíndices que en el caso de la irradiancia.

**Radiación directa:** La radiación solar recibida directamente del sol sin sufrir cambios de dirección. Para evitar confusiones con la radiación difusa utilizaremos el subíndice b para indicar que se trata de radiación directa.

**Radiación difusa:** La radiación recibida del sol habiendo sufrido cambios en su dirección. Usaremos el subíndice d para indicar que se trata de radiación difusa.

**Tiempo solar:** El tiempo solar es una medida del tiempo fundamentada en el movimiento aparente del sol sobre el horizonte del lugar. Toma como origen el instante en el cual el sol pasa por el Meridiano, que es su punto más alto en el cielo, denominado mediodía. Es necesario convertir el tiempo oficial local a tiempo solar verdadero, ya que ambos no coinciden, aplicando dos correcciones. La primera corrección es la ecuación de tiempo; la duración de un día solar aparente es el intervalo entre dos regresos sucesivos del sol por el meridiano local. No tiene por qué ser de 24 horas ya que varía a lo largo del año. Esta variación puede ser de hasta 15 minutos. Esto se debe a la excentricidad de la órbita terrestre:

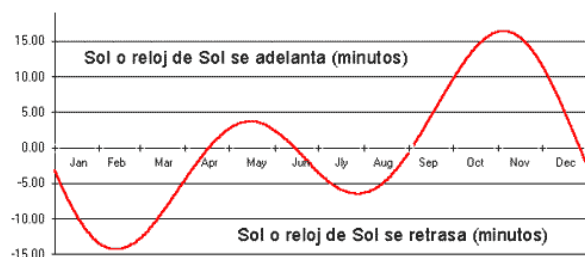


Figura 6.4: Ecuación de tiempo (Fuente: Sundials)

También se puede calcular mediante la fórmula de Spencer:

$$E_t = 229.18 \cdot (0.000075 + 0.001868 \cos(\Gamma) - 0.032077 \sin(\Gamma) - 0.014615 \cos(2\Gamma) - 0.040849 \sin(2\Gamma))$$

Donde

$$\Gamma = n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{365}$$

La segunda corrección se debe a la diferencia de longitud entre el meridiano del observador y el meridiano en el que se basa la hora local. El sol recorre  $15^\circ$  de longitud en una hora, que suponen  $1^\circ$  cada 4 minutos. De esta manera queda:

$$\text{Tiempo Solar} - \text{Tiempo Oficial} = 4 \cdot (L_G - L_L) + E_t$$

Siendo  $L_G$  la longitud del meridiano de Greenwich y  $L_L$  la longitud del meridiano local.

## 6.5 DIRECCIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR DIRECTA

Las relaciones geométricas entre un punto en la superficie terrestre y la radiación directa que proviene del sol, es decir, la posición del sol relativa al lugar, se puede describir en función de algunos ángulos. Estos son:

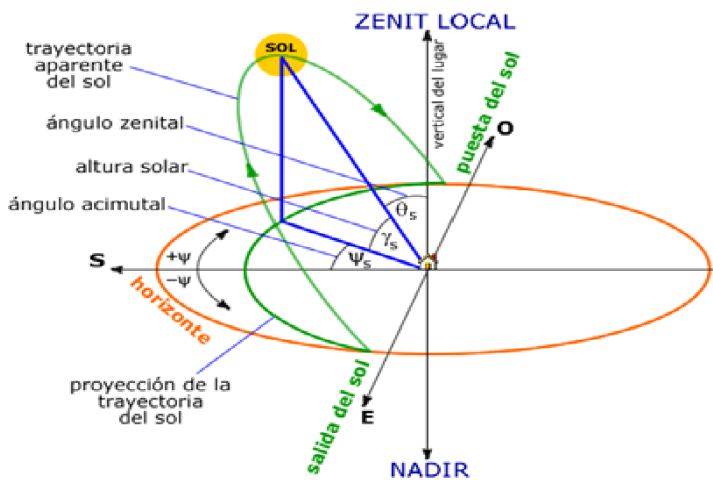


Figura 6.5: Ángulos que definen la posición relativa del sol respecto de un lugar  
(Fuente: Revista del Instituto de Investigación de la Facultad de Ingeniería Geológica, Minera, Metalúrgica y Geográfica)

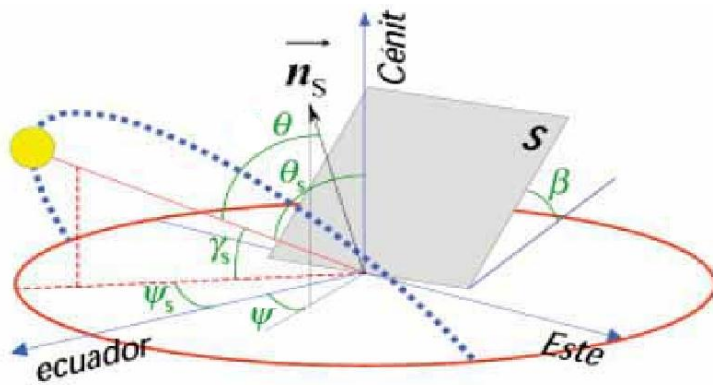


**$\theta_s$  Ángulo cenital solar:** Es el ángulo formado por la radiación directa y la vertical, es decir, el ángulo de incidencia de la radiación directa respecto de una superficie horizontal.

**$\gamma_s$  Ángulo de altura solar:** Ángulo formado entre la horizontal del lugar y la componente directa de la radiación. Es por tanto el ángulo complementario al ángulo cenital solar.

**$\psi_s$  Ángulo azimutal solar:** Desplazamiento angular del sol respecto del sur en su proyección horizontal. De este a sur es negativo y positivo de sur a oeste.

La posición relativa del sol respecto a un plano en cualquier orientación viene definida por los siguientes ángulos:



*Figura 6.5.2: Ángulos que definen la posición relativa del sol respecto de un plano.  
(Fuente: Revista del Instituto de Investigación de la Facultad de Ingeniería Geológica, Minera, Metalúrgica y Geográfica)*

**$\beta$  Inclinación:** Ángulo entre el plano considerado y la horizontal.  $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ . (Si  $\beta > 90^\circ$  indicaría que la superficie estaría mirando hacia el suelo).

**$\theta$  Ángulo de incidencia:** Es el ángulo formado por la radiación directa, y la normal a la superficie considerada.

**$\psi$  Ángulo acimutal:** Es la desviación respecto del Sur de la proyección de la normal al plano considerado en el plano horizontal.  $-180 \leq \psi \leq 180$ . (Si  $\psi = 0$  indica que la superficie está orientada hacia el sur).

## 6.6 MOVIMIENTOS DE LA TIERRA

El movimiento aparente del sol para un punto sobre la superficie terrestre queda definido por el ángulo horario  $\omega$ , que indica la hora del día y por la declinación  $\delta$ , que hace referencia al momento del año.

El ángulo horario  $\omega$  se expresa en función de las horas transcurridas desde el mediodía, así pues, sabiendo que en un día el sol recorre  $360^\circ$ , en una hora el sol recorre  $\frac{360^\circ}{24 h} = 15^\circ$ . Por tanto:

$$\omega = 15 \cdot t \text{ (grados)}$$

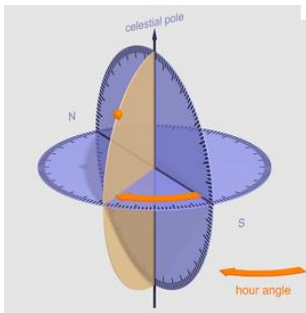


Figura 6.6.1: Ángulo horario (Fuente: Wikipedia)

El valor de este ángulo es negativo antes de mediodía y positivo después de mediodía.

La declinación  $\delta$  es la posición angular del sol al mediodía respecto al plano del ecuador, y sus valores están comprendidos entre:  $-23.45 \leq \delta \leq 23.45$

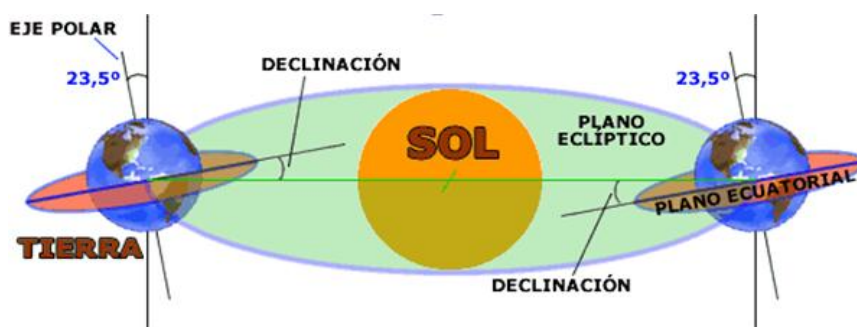


Figura 6.6.2: Declinación solar (Fuente: Meteovargas)

La declinación  $\delta$  se puede aproximar como:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right)$$

## 6.7 PROPORCIÓN DE RADIACIÓN DIRECTA EN SUPERFICIES INCLINADAS RESPECTO DE SUPERFICIES HORIZONTALES

La mayor parte de los datos disponibles de radiación solar se dan sobre un plano horizontal, por lo que se hace necesario para cálculos de energía solar calcular la radiación tanto directa como difusa en cualquier plano con una inclinación dada. El factor geométrico  $R_b$  es la relación entre la radiación directa en una superficie inclinada y la radiación directa sobre un plano horizontal. Por tanto:

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cdot \cos \theta}{G_{b,n} \cdot \cos \theta_s} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_s}$$

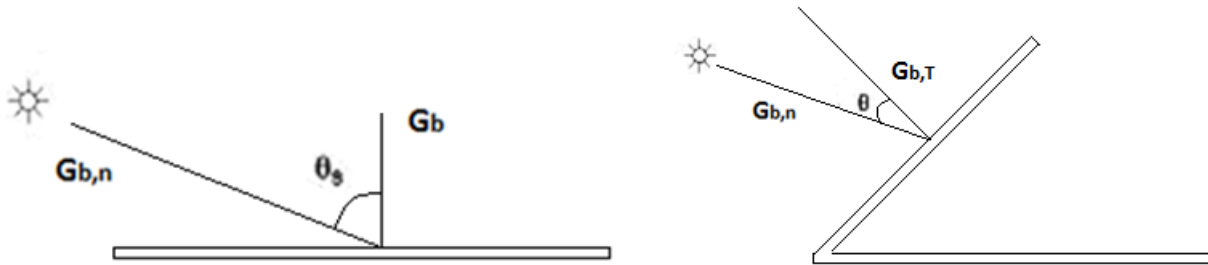


Figura 6.7: Ángulo de incidencia de la radiación solar directa

Donde el subíndice T indica que se trata de una superficie inclinada.

La ecuación que relaciona el ángulo de incidencia de la radiación directa sobre una superficie viene definida por:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \psi + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi \cdot \sin \omega$$

Para superficies horizontales, el ángulo de incidencia es el ángulo cenital,  $\theta_s$ . En este caso la inclinación sería nula  $\beta=0$ , y por tanto:

$$\cos \theta_s = \cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \phi \cdot \sin \delta$$

En nuestro caso el ángulo acimutal  $\psi$  es 0, ya que nuestros colectores estarán orientados hacia el sur, por lo tanto el ángulo de incidencia de la radiación directa sobre un plano con una inclinación  $\beta$  tendrá la mismas relaciones angulares que para una superficie horizontal pero con una latitud artificial de  $\varnothing - \beta$ . Por tanto:

$$\cos \theta = \cos(\varnothing - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(\varnothing - \beta) \cdot \sin \delta$$

Para la mayoría de las horas el cálculo de  $R_b$  mediante la fórmula anterior es válido, sin embargo pueden aparecer problemas cuando se quiere calcular la radiación sobre un plano inclinado al amanecer y al atardecer. En estos casos el ángulo cenital solar  $\theta_s$  estará cerca de  $90^\circ$  y por tanto  $\cos \theta_s$  será cero o prácticamente cero. Esto hace que  $R_b$  sea muy grande y por tanto la componente directa de la radiación solar también. Esto en realidad es falso, ya que al amanecer y al atardecer la componente directa de la radiación solar es prácticamente nula y es toda difusa. Arbitrariamente se puede limitar el valor de  $R_b$  a unos valores aproximados, sin embargo, es más preciso extender la ecuación anterior sobre un periodo de tiempo de  $\omega_1$  a  $\omega_2$ .

Un valor medio de  $R_b$  sería:

$$R_b = \frac{\int_{\omega_1}^{\omega_2} \cos \theta \, d\omega}{\int_{\omega_1}^{\omega_2} \cos \theta_s \, d\omega}$$

Cuando  $\omega_1$  y  $\omega_2$  representan horas cercanas al amanecer  $R_b$  cambia rápidamente y es necesaria una integración:

$$R_b = \frac{a}{b}$$

Donde

$$a = (\sin \delta \cdot \sin \varnothing \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \varnothing \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi) \cdot (\omega_2 - \omega_1) \cdot \frac{\pi}{180} + (\cos \delta \cdot \cos \varnothing \cdot \cos \beta + \cos \delta \cdot \sin \varnothing \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi) \cdot (\sin \omega_2 - \sin \omega_1)$$

y

$$b = (\cos \varnothing \cdot \cos \delta) \cdot (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + (\sin \varnothing \cdot \sin \delta) \cdot (\omega_2 - \omega_1) \cdot \frac{\pi}{180}$$

## 6.8 INCLINACIÓN ÓPTIMA DE LOS COLECTORES SOLARES

Un colector que siguiera continuamente al sol de forma que siempre su superficie captadora fuera perpendicular a la trayectoria de sus rayos recibiría máxima irradiación, sin embargo, este seguimiento no es práctico por complicado en la mayoría de los casos y por tanto no resulta aconsejable. Una alternativa al seguimiento continuo consiste en disponer el colector en posición fija, de forma que en el período a considerar se reciba la máxima irradiación. Si lo que se desea es conseguir máxima recepción de irradiación durante los meses de septiembre a marzo, en un punto de latitud  $\varnothing$  la inclinación de los colectores debería ser un ángulo  $S$  mayor que la latitud  $\varnothing$  del lugar.

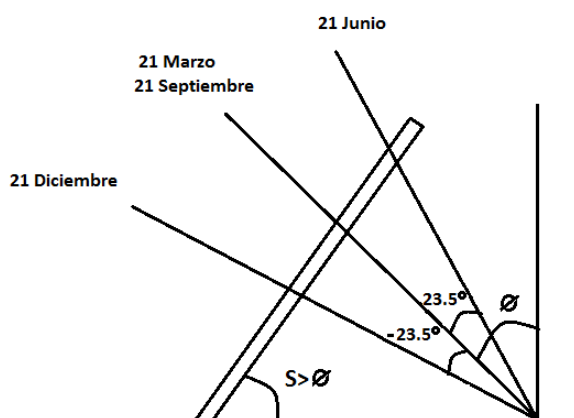


Figura 6.8: Inclinación óptima de los colectores solares (Fuente: Propia)

Para maximizar la energía recibida en verano, la inclinación del colector debería ser menor que la latitud y si se quiere recoger máxima radiación a lo largo de todo el año la inclinación apropiada sería aproximadamente igual a aquel valor. En nuestro caso, como el secado se realiza durante los meses comprendidos entre septiembre y febrero, la inclinación óptima tendrá un ángulo mayor que la latitud.

## 6.9 ORIENTACIÓN DEL COLECTOR

La orientación preferida para los colectores es hacia el sur debido a que la trayectoria del sol en su movimiento de Este a Oeste es simétrica respecto de la posición que ocupa al mediodía ya que es precisamente en este momento cuando la captación de energía solar directa es máxima.

Cuando la proyección de la normal al colector sobre el plano del horizonte no coincide con la dirección sur (ángulo acimutal  $\psi$  distinto de cero), la energía que se recibe a lo largo del día sobre el citado colector disminuirá.

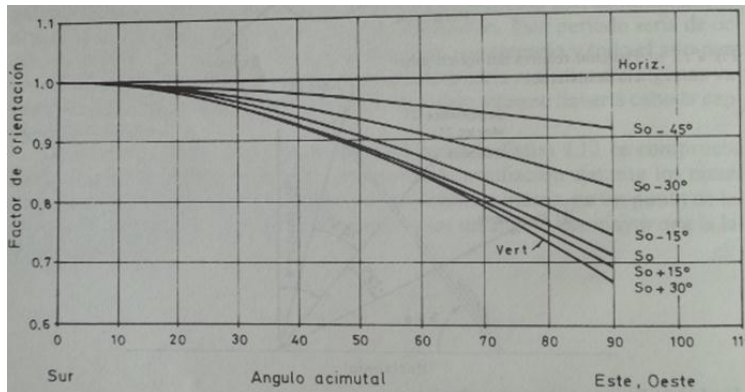


Figura 6.9: Factor de orientación (Fuente: Energía solar: diseño y dimensionamiento de instalaciones)

Las desviaciones hacia el Este o hacia el Oeste en un ángulo inferior a  $30^0$  hacen disminuir la radiación diaria percibida en un pequeño valor que se cifra en menos del 5%. Para ángulos mayores las pérdidas son considerables. Si el colector se orientase hacia el Este  $15^0$  se adelantaría aproximadamente en una hora la máxima recogida de energía, y si es hacia el Oeste se retrasaría el mismo tiempo, resultados que pueden ser ventajosos en alguna circunstancia, por ejemplo por sombras. En nuestro caso los colectores estarán orientados hacia el Sur, por lo que nuestro ángulo acimutal  $\psi$  es cero.

## 6.10 RADIACIÓN EXTRATERRESTRE EN UNA SUPERFICIE HORIZONTAL

En muchos tipos de cálculo de la radiación solar se utiliza la proporción de la radiación solar que incide sobre una superficie horizontal con la que teóricamente se obtendría en ausencia de atmosfera. Para estos cálculos se hace necesario el cálculo de la radiación extraterrestre.

Como vimos en el apartado anterior, la potencia incidente sobre una superficie normal a la dirección de propagación de la radiación solar en el exterior de la atmósfera un día  $n$  era:

$$G_{on} = G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \cdot \frac{360 \cdot n}{365} \right) \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Si ahora el plano no es normal a la dirección de propagación, sino que forma un ángulo de incidencia  $\theta_s$  con la dirección de propagación, la potencia incidente será:

$$G_o = G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right) \cdot \cos \theta_s \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Como:

$$\cos \theta_s = \cos \varnothing \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \varnothing \cdot \sin \delta$$

Tenemos que la potencia incidente sobre una superficie en el exterior de la atmósfera en cualquier momento del día entre el amanecer y el anochecer es:

$$G_o = G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right) \cdot (\cos \varnothing \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \varnothing \cdot \sin \delta) \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

## 6.11 ATENUACIÓN ATMOSFÉRICA DE LA RADIACIÓN SOLAR

Para el cálculo de las propiedades de los materiales (absortancia, reflectancia y transmitancia) con los que se realizará el colector es necesario conocer la distribución espectral de la radiación solar sobre la superficie de la tierra.

Las longitudes de onda que integran la radiación emitida por el sol constituyen una banda ancha dentro del espectro electromagnético que se extiende de forma continua desde las ondas largas de radio, con frecuencias del orden de  $10^4$  Hz, hasta los rayos gamma, del orden de  $10^{24}$  Hz. La radiación solar que llega a la superficie de la tierra está formada aproximadamente en un 47% por radiaciones correspondientes al espectro visible, un 46% a la radiación infrarroja y un 7% al ultravioleta.

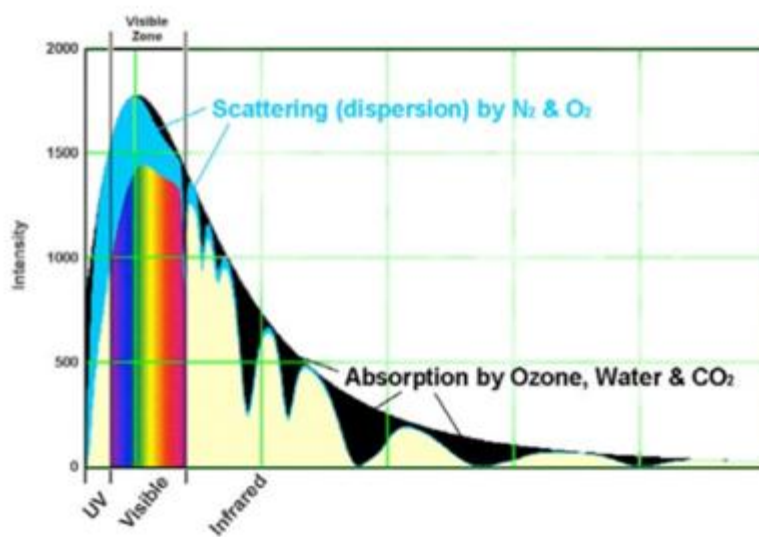


Figura 6.11: Atenuación atmosférica de la radiación solar (Fuente: MetEd)

La radiación solar sufre atenuación por varios componentes atmosféricos como moléculas de aire, aerosoles, gases, gotas de nube y cristales de hielo. Las moléculas de aire dispersan la radiación (dispersión Rayleigh), mientras que los aerosoles no sólo dispersan, sino que también absorben la radiación solar que atraviesa la atmósfera. La cantidad de radiación dispersada y absorbida depende de la composición química de las partículas y de la humedad del entorno.

El vapor de agua, el ozono, el dióxido de carbono y el oxígeno son los principales gases absorbentes del espectro de radiación solar. El ozono absorbe principalmente la radiación solar correspondiente a la región del espectro solar ultravioleta y visible, mientras que las bandas de absorción del vapor de agua y del dióxido de carbono se encuentran desde el infrarrojo cercano hasta la zona del espectro del rojo. Además, el oxígeno absorbe en una pequeña banda de la zona del visible.

Así pues, la radiación que llega a la superficie de la tierra tendrá una distribución espectral distinta a la existente fuera de la atmósfera debido no solo a la reflexión y absorción antes citadas sino también al lugar geográfico en el que estemos, su diferente concentración de partículas, nubes, polvo, etc.

## 6.12 ÍNDICE DE CLARIDAD $K_T$

El índice de claridad  $K_T$  es la relación de radiación solar incidente sobre una superficie horizontal y la radiación incidente sobre una superficie horizontal en el exterior de la atmósfera. Es por tanto un “índice de nubosidad”, de manera que cuando alcanza valores elevados indica tiempo soleado, mientras que valores bajos señalan nubosidad.

Normalmente los datos atmosféricos se suelen dar en meses o días, por tanto el índice de claridad atmosférico sería la relación para un mes o día en particular de la radiación sobre un plano horizontal y la radiación sobre un plano horizontal en el exterior de la atmósfera. Por tanto:

$$\overline{K_T} = \frac{\overline{I}}{\overline{I_o}}$$

En nuestro caso, como los datos meteorológicos los obtenemos cada diez minutos, éste será nuestro intervalo de tiempo obteniendo por tanto una mayor precisión. Así pues:

$$K_T = \frac{I}{I_o}$$

Normalmente oscila entre 0.3 y 0.75, y al igual que  $I$  se puede encontrar tabulado para las distintas regiones.

Como es sabido  $I$  varía para las distintas épocas del año debido no sólo a la nubosidad cambiante, sino a la inclinación del eje de rotación de la tierra respecto de la elíptica.



### 6.13 COMPONENTES DIRECTA Y DIFUSA DE LA RADIACIÓN SOLAR

Es importante conocer la cantidad de la radiación solar que es directa y la que es difusa. Para esto se pueden emplear diversos métodos, aunque el usual es una correlación de  $I_d/I$ , que indica la fracción de la radiación solar que es difusa una vez conocido el índice de claridad atmosférico  $k_T$ . Las ecuaciones de Orgill y Hollands han sido ampliamente utilizadas y son las siguientes:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0.249 \cdot k_T & \text{para } 0 \leq k_T \leq 0.35 \\ 1.577 - 1.84 \cdot k_T & \text{para } 0.35 \leq k_T \leq 0.75 \\ 0.177 & \text{para } k_T > 0.75 \end{cases}$$

Por tanto, una vez conocido el índice de claridad atmosférico  $k_T$  podemos hallar la relación entre la componente difusa de la radiación y la total  $\frac{I_d}{I}$  y obtener la componente difusa de la radiación en el plano horizontal. La componente directa de la radiación será la total menos la difusa:  $I_b = I - I_d$

### 6.14 RADIACIÓN SOLAR EN SUPERFICIES INCLINADAS

El dimensionamiento de sistemas de captación de energía solar se fundamenta en el conocimiento de la radiación media diaria mensual sobre una superficie inclinada y orientada hacia el sur. El problema general es calcular la radiación sobre superficies inclinadas cuando se conoce la radiación sobre una superficie horizontal.

Se han desarrollado muchos modelos de distinta complejidad para el cálculo de la radiación sobre superficies inclinadas. Las diferencias se basan en el tratamiento de la radiación difusa. El modelo isotrópico se basa en la asunción de que predomina la radiación directa y que la componente difusa de la radiación es únicamente isotrópica. Este modelo es el más sencillo, pero es conservativo, es decir, tiende a infravalorar el valor de  $I_T$ .

El modelo que se va a utilizar es el de cielo anisotrópico de Hay y Davies. Este modelo se basa en la asunción de que toda la radiación difusa se puede representar en dos partes, una isotrópica, recibida uniformemente desde el cielo y otra circumsolar, concentrada en la parte del cielo alrededor del sol.

Así pues tendríamos que:

$$I_{d,T} = I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs}$$

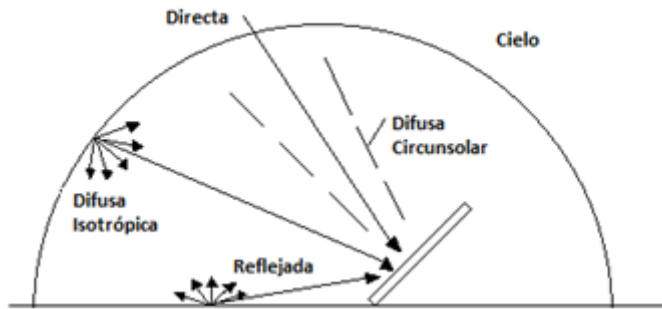


Figura 6.14: Componentes de la radiación solar

La radiación solar incidente es la suma de la componente directa, dos componentes de radiación difusa y la radiación reflejada por las superficies vistas por la superficie del captador. Así pues tenemos que:

$$I_T = I_{T,b} + I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs} + I_{T,refl}$$

Donde:

$I_T$ : componente global de la radiación sobre un plano inclinado

$I_{T,b}$ : componente directa de la radiación solar

$I_{T,d,iso}$ : componente difusa isotrópica

$I_{T,d,cs}$ : componente difusa circumsolar

$I_{T,refl}$ : componente de la radiación reflejada

Si el colector tiene un área  $A_c$ , la radiación total incidente puede expresarse como:

$$I_T \cdot A_c = I_b \cdot R_b \cdot A_c + I_{d,iso} \cdot A_s \cdot F_{s-c} + I_{d,cs} \cdot R_b \cdot A_c + \sum_i \rho_i \cdot I_i \cdot A_i \cdot F_{i-c}$$

El primer término es la componente directa. El segundo es la componente difusa isotrópica, que incluye el producto del área del cielo  $A_s$  (un área indefinido) y un factor de radiación cielo-colector  $F_{s-c}$ . El tercer término es la componente difusa circunsolar, que se trata como si viniese en la misma dirección que la directa. Y el cuarto término se debe a la reflexión de los distintos objetos a los que esté expuesto la superficie del colector. El símbolo  $i$  se refiere a cada uno de los objetos que producen una reflectancia de la radiación solar.

Así pues  $I_i$  es la radiación solar incidente sobre dicha superficie  $i$ ,  $\rho_i$  es la reflectancia difusa de dicha superficie y  $F_{i-c}$  es el factor de radiación entre la superficie  $i$  y la superficie inclinada.

En general, no es posible calcular la energía reflejada término a término en detalle debido a los edificios, árboles, etc. y el cambio de reflectancia cuando varía la radiación incidente en ellos, por tanto la práctica habitual es asumir una única superficie horizontal. En este caso  $I_i$  es simplemente  $I$  y  $\rho_i$  es  $\rho_g$ , la reflectancia del “suelo”.

Por conveniencia se reescribe la ecuación anterior eliminando las áreas indefinidas e introduciendo un nuevo factor de radiación. El nuevo factor debe cumplir que

$A_s \cdot F_{s-c} = A_c \cdot F_{c-s}$ . El resultado es que la ecuación queda en función del área del colector y se cancela, quedando:

$$I_T = I_b \cdot R_b + I_{d,iso} \cdot F_{c-s} + I_{d,cs} \cdot R_b + \rho_g \cdot I \cdot F_{c-g}$$

Una superficie inclinada un ángulo  $\beta$  desde la horizontal tiene un factor de radiación cielo-colector  $F_{c-s} = \left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right)$ , mientras que la misma superficie tendrá un factor de radiación suelo- colector de  $F_{c-g} = \left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right)$ .

La componente difusa de la radiación sobre un plano inclinado es:

$$I_{T,d} = I_{d,iso} + I_{d,cs} = I_d \cdot (1 - A_i) \cdot \left(\frac{1 + \cos\beta}{2}\right) + I_d \cdot A_i \cdot R_b$$

Donde  $A_i$  es un índice de anisotropía, que es función de la transmitancia de la atmósfera para la radiación directa.

$$A_i = \frac{I_{bn}}{I_{on}} = \frac{I_b}{I_o}$$

En días claros el índice de anisotropía será alto, y la mayor parte de la radiación difusa es circunsolar, mientras que si es bajo, la radiación directa será baja y por tanto la radiación difusa será isotrópica.

La radiación total sobre una superficie horizontal es por tanto:

$$I_T = I_b \cdot R_b + I_d \cdot (1 - A_i) \cdot \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_d \cdot A_i \cdot R_b + \rho \cdot I \cdot \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

## 6.15 CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR

### 6.15.1 Radiación solar recibida de 12 horas a 12.10 horas

Como ejemplo, vamos a calcular la radiación solar sobre un plano inclinado para el día 15 de septiembre desde las 12 horas hasta las 12.10 horas siguiendo los pasos antes mencionados.

Los datos de irradiancia sobre plano horizontal, temperatura ambiente y velocidad del viento proporcionados por la estación meteorológica se dan en intervalos de diez minutos como ya dijimos, por lo tanto, cada día tendremos diferentes intervalos de tiempo dependiendo de la duración del día.

Para el día 15 de Septiembre el amanecer comienza a las 6.40 horas y el atardecer a las 18.00 horas, por lo tanto tendremos 69 intervalos de tiempo de 10 minutos de duración cada intervalo. Para realizar el cálculo de radiación sobre el plano inclinado cogeremos el intervalo de tiempo de 12.00 horas a 12.10 horas.

#### Datos

Los siguientes datos son constantes en el tiempo:

Latitud  $\phi = 40^\circ$

Longitud  $\lambda = 5.68^\circ$  (oeste)

Inclinación  $\beta = 55^\circ$

Reflectividad del suelo  $\rho = 0.2$

Constante solar  $G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$

Para el día en cuestión (15 Septiembre) tenemos los siguientes datos:

Día del año :  $n = 257$

Declinación:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) = 2.62^\circ$$

La estación meteorológica nos da como dato que la irradiancia en una superficie horizontal en dicho intervalo es  $G = 821.99 \frac{W}{m^2}$

Calculamos el tiempo solar verdadero:

$$Tiempo\ Solar - Tiempo\ Oficial = 4 \cdot (L_G - L_L) + E_t$$

$$Tiempo\ Oficial = 12$$

Desfase por longitud:

$$4 \cdot (L_G - L_L) = 4 \cdot (0 - 5.68) = -22.72\ minutos = -0.379\ horas$$

Donde  $L_G$  es la longitud del meridiano de Greendwich y  $L_L$  la latitud del lugar.

Ecuación de Tiempo:

Mediante la fórmula de Spencer tenemos que

$$E_t = 229.18 \cdot (0.000075 + 0.001868 \cos(\Gamma) - 0.032077 \sin(\Gamma) - 0.014615 \cos(2\Gamma) - 0.040849 \sin(2\Gamma))$$

Donde

$$\Gamma = n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{365} = 4.4241$$

$$E_t = 4.6416\ minutos = 0.07736\ horas$$

Finalmente queda que el tiempo solar verdadero es:

$$Tiempo\ Solar = Tiempo\ Oficial + 4 \cdot (L_G - L_L) + E_t$$

$$Tiempo\ Solar = 12 - 0.379 + 0.07736 = 11.7\ horas$$

Es decir, 11h 42 minutos, lo que indica que faltan 18 minutos para el mediodía solar.

El ángulo horario  $\omega$  será:

$$\omega = (TSV - 12) \cdot \frac{15^\circ}{hora} = -4.5^\circ$$

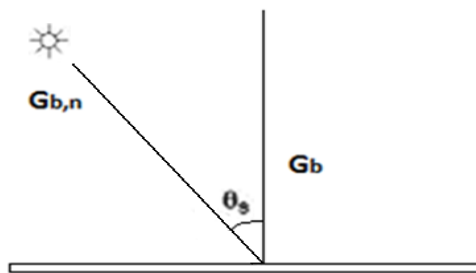
Que indica que faltan 4.5 grados para que el sol esté en su cenit. El signo negativo indica que se encuentra en la zona este-sur y por tanto todavía no ha llegado al mediodía.

Calculamos ahora los ángulos geométricos:

Calculamos primero el ángulo cenital solar  $\theta_s$  que es el ángulo formado por la radiación directa y la vertical, es decir, el ángulo de incidencia de la radiación directa respecto de una superficie horizontal.

$$\cos \theta_s = \cos \varnothing \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \varnothing \cdot \sin \delta$$

$$\theta_s = 37.61^\circ$$

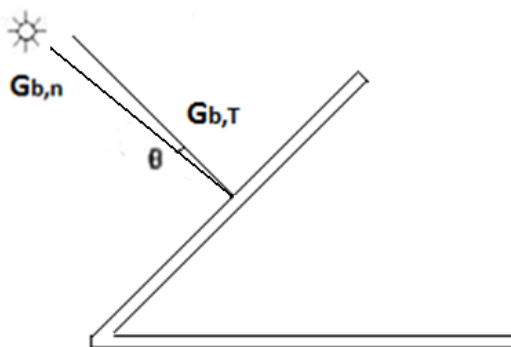


*Figura 6.15.1.1: Ángulo cenital solar*

Calculamos ahora el ángulo de incidencia  $\theta$ , que es el ángulo formado por la radiación directa, y la normal a la superficie considerada.

$$\cos \theta = \cos(\varnothing - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(\varnothing - \beta) \cdot \sin \delta$$

$$\theta = 18.18^\circ$$



*Figura 6.15.1.2: Ángulo de incidencia*

El factor geométrico  $R_b$ , será:

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cdot \cos \theta}{G_{b,n} \cdot \cos \theta_s} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_s} = 1.2$$

Una vez obtenido el ángulo cenital solar  $\theta_s$  podemos calcular la potencia incidente sobre una superficie en el exterior de la atmósfera.

La potencia recibida por unidad de área en el exterior de la atmosfera es:

$$G_o = G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right) \cdot \cos \theta_s = 1072.8 \frac{W}{m^2}$$

La energía recibida en el intervalo de tiempo considerado (10 minutos) en dicha superficie en el exterior de la atmosfera será por tanto:

$$I_o = G_o \cdot \Delta T = 1072.8 \frac{W}{m^2} \cdot 600 \text{ s} = 643.69 \frac{KJ}{m^2}$$

Una vez obtenida la energía incidente por unidad de superficie en el exterior de la atmósfera en dicho intervalo podemos calcular el índice de claridad  $k_T$ .

$$k_T = \frac{I}{I_o}$$

Donde  $I$  es la energía recibida en un plano horizontal para el intervalo de tiempo considerado. La estación meteorológica nos daba como dato que la potencia incidente sobre una superficie horizontal a las 12 horas era  $G = 821.99 \frac{W}{m^2}$ . Así pues la energía recibida por el plano horizontal será:

$$I = G \cdot \Delta T = 821.99 \frac{W}{m^2} \cdot 600 \text{ s} = 493.2 \frac{KJ}{m^2}$$

Por tanto el índice de claridad será:

$$k_T = \frac{I}{I_o} = \frac{493.2 \frac{KJ}{m^2}}{643.69 \frac{KJ}{m^2}} = 0.766$$

El valor de  $k_T$  es bastante elevado, lo que indica poca nubosidad y cielos despejados a esta hora.

Una vez obtenido  $k_T$  utilizamos las ecuaciones de Orgill y Hollands para hallar la relación entre la componente difusa de la radiación y la total  $\frac{I_d}{I}$  y obtener la componente difusa de la radiación en el plano horizontal.

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0.249 \cdot k_T & \text{para } 0 \leq k_T \leq 0.35 \\ 1.577 - 1.84 \cdot k_T & \text{para } 0.35 \leq k_T \leq 0.75 \\ 0.177 & \text{para } k_T > 0.75 \end{cases}$$

Por tanto tenemos que  $\frac{I_d}{I} = 0.177$  y por tanto la componente difusa de la radiación solar será:

$$I_d = I \cdot 0.177 = 87.29 \frac{KJ}{m^2}$$

La radiación directa será la radiación total recibida menos la radiación difusa, por tanto:

$$I_b = I - I_d = 405.9 \frac{KJ}{m^2}$$

Calculamos ahora el índice de anisotropía  $A_i$ :

$$A_i = \frac{I_{bn}}{I_{on}} = \frac{I_b}{I_o} = 0.63$$

La radiación total sobre una superficie inclinada es:

$$I_T = I_{T,b} + I_{T,d} + I_{T,r}$$

Donde :

$$I_{T,d} = I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs}$$



Por tanto:

$$I_T = I_b \cdot R_b + I_d \cdot (1 - A_i) \cdot \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_d \cdot A_i \cdot R_b + \rho \cdot I \cdot \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

$$I_{T,b} = I_b \cdot R_b = 486.78 \frac{KJ}{m^2}$$

$$I_{T,d} = I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs} = 91.39 \frac{KJ}{m^2}$$

$$I_{T,r} = 21.03 \frac{KJ}{m^2}$$

La radiación global recibida en una superficie inclinada para una irradiación de

$G = 821.99 \frac{W}{m^2}$  en un intervalo de tiempo de 10 minutos es:

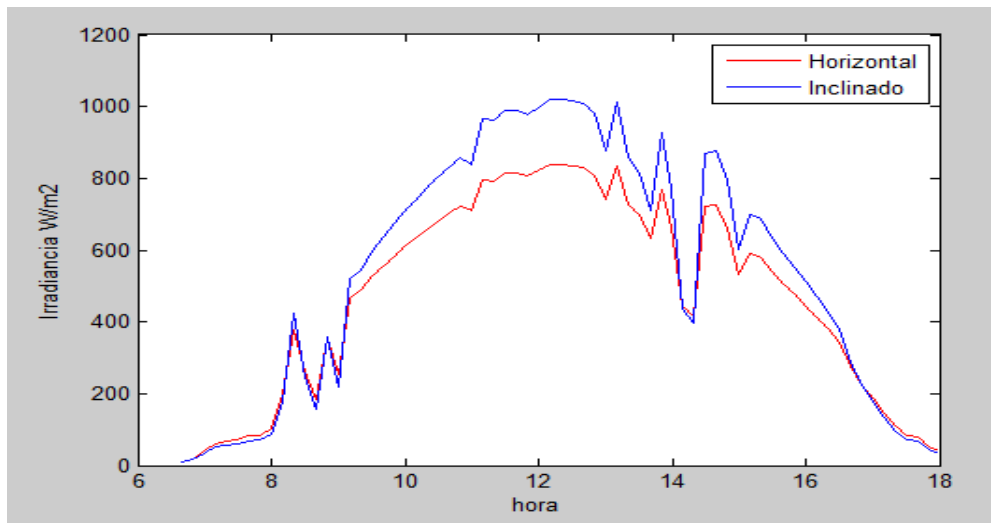
$$I_T = 599.2 \frac{KJ}{m^2}$$

La irradiancia media en un plano inclinado a esta hora sería por tanto:

$$G_T = \frac{I_T}{\Delta T} = \frac{599.2 \frac{KJ}{m^2}}{600 s} = 998.67 \frac{W}{m^2}$$

### 6.15.2 Irradiancia solar diaria

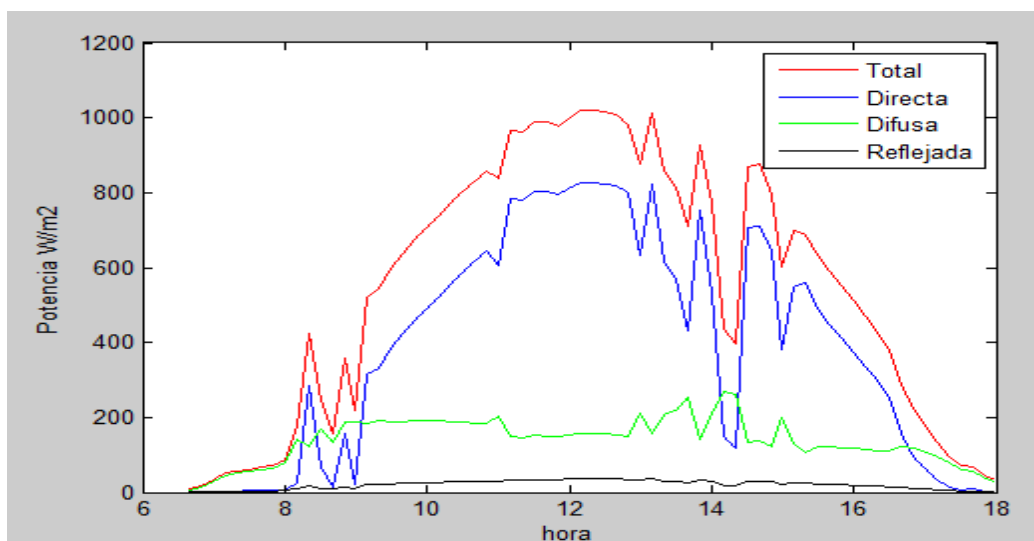
Si hacemos esto en cada intervalo de tiempo obtendremos la irradiación recibida sobre una superficie inclinada a lo largo del todo el día, obteniendo la siguiente gráfica:



*Figura 6.15.2.1 Irradiancia el 15 de septiembre en un plano horizontal y en un plano inclinado*

En rojo se representa la irradiancia recibida por un plano horizontal  $G$  a lo largo del día, que es el dato meteorológico. En azul la irradiancia recibida por una superficie inclinada  $G_T$ . Podemos ver cómo debido a la inclinación de dicha superficie la irradiancia es mayor y por tanto también la energía captada por dicha superficie.

Descomponiendo la irradiancia total en sus componentes directa, difusa y reflejada a lo largo de todo el día obtenemos la siguiente gráfica, en la que se ve cómo la componente directa es la que predomina.



*Tabla 6.15.2.2 Irradiancia total, directa, difusa y reflejada el 15 de septiembre*

Los resultados de la irradiación en una superficie horizontal, una superficie inclinada, factor geométrico  $R_b$  e índice de claridad  $k_T$  a lo largo de todo el día son:

Hora	$G$ ( $W/m^2$ )	$G_T$ ( $W/m^2$ )	$R_b$	$K_t$
6,67	9,89	8,20	0,78	0,07
6,83	19,07	15,88	0,90	0,10
7,00	39,10	32,79	0,97	0,17
7,17	59,72	50,45	1,02	0,22
7,33	67,59	57,21	1,05	0,21
7,50	72,27	61,19	1,08	0,20
7,67	81,90	69,46	1,10	0,20
7,83	84,92	71,99	1,11	0,19
8,00	104,36	88,83	1,12	0,21
8,17	198,50	175,47	1,14	0,38
8,33	378,90	423,52	1,14	0,67
8,50	262,80	246,66	1,15	0,44
8,67	183,36	158,21	1,16	0,29
8,83	352,38	358,95	1,16	0,52
9,00	253,76	220,54	1,17	0,36
9,17	467,80	519,56	1,17	0,63
9,33	488,92	544,71	1,18	0,63
9,50	527,26	597,59	1,18	0,65
9,67	557,27	637,79	1,18	0,66
9,83	584,29	673,71	1,18	0,67
10,00	609,15	706,64	1,19	0,68
10,17	633,45	739,14	1,19	0,69
10,33	657,61	771,86	1,19	0,70
10,50	680,54	803,08	1,19	0,71
10,67	700,98	830,77	1,19	0,71
10,83	720,94	858,13	1,19	0,72
11,00	711,14	838,34	1,20	0,70
11,17	795,24	964,54	1,20	0,77
11,33	793,36	962,31	1,20	0,76
11,50	813,81	988,17	1,20	0,77
11,67	814,20	988,74	1,20	0,77
11,83	805,89	978,33	1,20	0,75
12,00	821,99	998,67	1,20	0,77
12,17	837,36	1018,08	1,20	0,78
12,33	838,12	1019,04	1,20	0,78
12,50	834,41	1014,35	1,20	0,78
12,67	829,10	1007,63	1,20	0,77
12,83	808,24	981,28	1,20	0,76
13,00	741,12	875,51	1,20	0,70

13,17	833,41	1012,87	1,20	0,79
13,33	726,00	856,49	1,20	0,70
13,50	699,04	816,42	1,20	0,68
13,67	631,13	710,48	1,20	0,62
13,83	767,13	928,76	1,19	0,77
14,00	663,04	771,76	1,19	0,68
14,17	445,12	436,74	1,19	0,47
14,33	414,58	397,69	1,19	0,44
14,50	721,64	870,41	1,19	0,79
14,67	725,77	875,14	1,19	0,82
14,83	661,86	794,74	1,18	0,77
15,00	531,99	600,38	1,18	0,64
15,17	590,50	699,94	1,18	0,74
15,33	578,04	688,57	1,17	0,75
15,50	539,07	634,10	1,17	0,73
15,67	506,31	590,81	1,17	0,72
15,83	477,20	553,44	1,16	0,72
16,00	445,11	511,84	1,16	0,71
16,17	411,75	468,61	1,15	0,70
16,33	379,89	428,02	1,14	0,69
16,50	342,61	379,65	1,13	0,67
16,67	276,15	289,01	1,12	0,59
16,83	223,55	221,63	1,11	0,52
17,00	186,79	178,53	1,09	0,48
17,17	147,07	133,71	1,07	0,43
17,33	110,73	95,69	1,04	0,37
17,50	82,98	70,70	1,00	0,32
17,67	79,18	67,59	0,95	0,37
17,83	52,58	44,02	0,86	0,32
18,00	41,42	34,70	0,86	0,34

*Tabla 6.15.2 Irradiación en una superficie horizontal, una superficie inclinada, factor geométrico  $R_b$  e índice de claridad  $k_T$  a lo largo de todo el día*

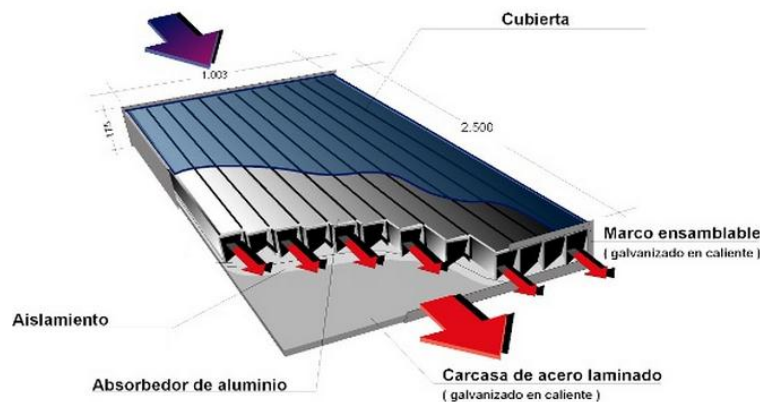
Se puede observar en la gráfica como hacia las 14.10 horas hay un descenso de la irradiación total recibida, esto se debe a la nubosidad. Si nos fijamos en el índice de claridad  $k_T$  a esta hora vemos como a las 13.50 horas (13.83 en la tabla) era de 0.77 mientras que a las 14.10 horas es de 0.47. Esto provoca que la irradiancia directa disminuya, no así la irradiancia difusa que como podemos observar en la gráfica aumenta.

## 7 COLECTOR PLANO DE ENERGÍA SOLAR

### 7.1 DESCRIPCIÓN

El colector solar es un dispositivo que tiene por misión captar la energía procedente de la radiación solar y transferirla al fluido que pretende calentarse, es por tanto un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la radiación solar en calor. El flujo de irradiación que le llega es del orden de  $1100 \text{ W/m}^2$  como máximo y es variable. El rango de longitudes de onda se encuentra entre  $0.3$  y  $3\mu\text{m}$ , que es considerablemente menor que las longitudes de onda emitidas por las superficies que absorben esta radiación.

Los colectores solares planos se pueden diseñar para calentar fluidos hasta temperaturas moderadas, alrededor de  $100^\circ\text{C}$  como máximo sobre la temperatura ambiente. Estos dispositivos usan tanto la componente directa como la difusa de la radiación solar, no requieren un seguimiento del sol y necesitan poco mantenimiento. Los colectores solares planos se clasifican dependiendo del fluido de trabajo que emplean en colectores solares de líquido y colectores solares de aire. Los colectores solares de líquido se emplean más para Agua Caliente Sanitaria y calefacción, mientras que los de aire se emplean más para el secado de productos.

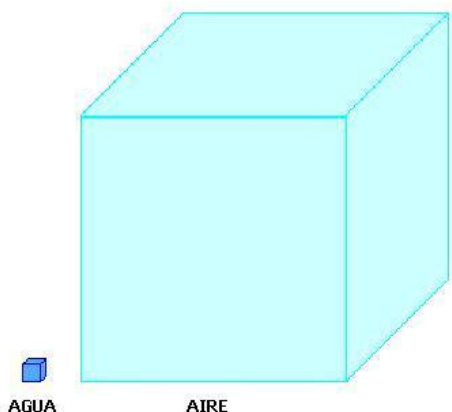


*Figura 7.1 Colector plano de energía solar*

## 7.2 DIFERENCIAS ENTRE COLECTORES SOLARES DE AIRE Y DE LÍQUIDO

La primera y principal diferencia entre ambos sistemas radica en la sustancia que hace de fluido transportador de calor y sus diferentes propiedades físicas

El agua presenta ciertas ventajas en cuanto a su capacidad para transportar calor. Ya que puede más calor por unidad de masa que el aire (su calor específico es de 1 cal/gr frente a la del aire que es de 0.24 cal/gr). Por otro lado la densidad del agua es también mayor que la del aire siendo de 1000 kg/ m<sup>3</sup> frente a los 1,205 kg /m<sup>3</sup> ( valor para aire seco a nivel del mar a temperatura de 20 grados a presión atmosférica estándar). De acuerdo con estos datos, significa que necesitaremos aproximadamente 3 400 veces más volumen de aire que de agua para transportar la misma cantidad de calor.



*Figura 7.2 Esquema comparativo del volumen de agua y aire necesario para transportar una misma cantidad de energía calorífica*

Sin embargo el aire presenta determinadas ventajas con respecto al agua para las instalaciones de calefacción por energía solar. Por un lado es inmune al congelamiento y a la ebullición por lo que se hacen innecesarios determinados dispositivos y estrategias que se adoptan en las instalaciones de agua para evitar sus nocivos efectos. Además, al trabajar en circuito abierto con la atmósfera, no existen problemas de fugas.

Las instalaciones solares por aire son más sencillas y simples que las de agua. Dado que la finalidad última de la calefacción es calentar el aire, resulta mucho más sencillo que el fluido que se hace pasar por los colectores solares sea directamente el aire que se quiera calentar, por lo que sólo se hace necesario los colectores, los conductos y un ventilador.

Las instalaciones de calefacción por agua requieren en cambio de otros muchos elementos. Dado que la instalación está expuesta a sufrir bajas temperaturas nocturnas, se hará necesario un circuito primario con agua y anticongelante que evite la congelación en los colectores y la ruina de éstos. Al tener un elemento tóxico como es el anticongelante se hace necesario instalar un circuito secundario, con su respectivo intercambiador de calor, que comunique con el depósito acumulador de agua.

Las instalaciones de calefacción solar por agua requieren una instalación compleja que ha de ser tomada en cuenta en el momento de la construcción del edificio.

En cambio las instalaciones de calefacción por aire son posibles de realizar en edificios o instalaciones ya construidos.

Los colectores solares de líquido se emplean normalmente para calefacción y Agua Caliente Sanitaria, mientras que los de aire se usan para el secado de productos agrícolas y menos para calefacción de viviendas.

### **7.3 COLECTORES SOLARES PARA SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS**

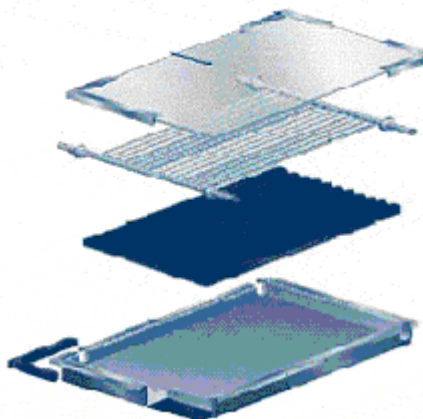
Como hemos dicho, la principal aplicación de los colectores solares de aire es para el secado de productos. Ya que para el secado de productos agrícolas se necesita una cantidad de energía muy precisa, y que la energía suministrada por los captadores depende de las condiciones climáticas, la instalación solar se combinará con la instalación de energía convencional.

Como la máxima temperatura de salida de aire de los colectores es menor que la requerida para el secado y el secado se realiza durante el día, no necesitaremos un sistema auxiliar de almacenamiento, por lo que toda la energía generada por los colectores será energía útil para el proceso. El aire de salida de los colectores irá por medio de unas tuberías al quemador, donde dependiendo de las condiciones de humedad y temperatura establecerá la cantidad de gasoil a utilizar para obtener las condiciones idóneas para el secado. En este tipo de sistemas la energía suministrada por los colectores suele ser pequeña en relación a la necesaria para el secado.

## 7.4 COMPONENTES

El diseño más común de los colectores solares, tanto de agua como de aire, presenta las siguientes partes[6] :

- Cubierta transparente
- Circuito del fluido
- Absorbedor
- Aislamiento
- Carcasa



*Figura 7.4: Componentes de un colector solar  
(Fuente: Soliclima)*

### Cubierta transparente

La cubierta transparente del colector tiene una doble misión. La primera, atenuar las pérdidas de calor del absorbedor impidiendo, en lo posible, el paso de las radiaciones que éste emite y la segunda, evitar que el aire exterior esté en contacto con el absorbedor y provoque en el pérdidas por convección.

La atenuación de las pérdidas de calor por radiación desde la superficie del absorbedor puede lograrse aprovechando el efecto invernadero. Este efecto consiste en que una capa de material transparente, como plástico o vidrio, permite el paso de radiaciones de longitud de onda corta pero no las de longitud de onda larga. En consecuencia, pueden llegar hasta el absorbedor las radiaciones solares formadas por ultravioleta, visible e infrarrojo de longitud de onda relativamente corta y sin embargo no pueden atravesar la cubierta transparente las que están en el infrarrojo, de mayor longitud de onda; por tanto tiene lugar en la cubierta una reflexión de estas ondas y un incremento de temperatura del absorbedor, de claro efecto positivo para los propósitos que persiguen. Las cubiertas pueden ser de vidrio o plástico, aunque este material es poco recomendable pues envejece bajo la acción de los rayos ultravioletas y se hace necesario un reemplazamiento relativamente frecuente.

La radiación infrarroja que procede del absorbedor provoca el calentamiento de la cubierta transparente y ésta emite radiaciones tanto hacia el absorbedor como hacia el exterior. La transmisividad del cristal,  $\tau$ , que indica la cantidad de radiación que deja pasar, es función de la calidad del mismo y del ángulo con el que incida la radiación solar. Posteriormente hablaremos más sobre este tema, pero se puede decir que la transmisividad del cristal para un ángulo de incidencia perpendicular a su superficie se sitúa en torno al 93%, es decir, que deja pasar el 93% de la energía solar que incide sobre la misma.



Otra consideración a tener en cuenta es que la cubierta debe ser completamente estanca para evitar la penetración de partículas de polvo y humedad que provocarían un deterioro del colector y un menor rendimiento.

### Circuito de fluido

El circuito del fluido ha de estar directamente en contacto con el absorbedor, de forma que la transmisión de calor al fluido se realice en las mejores condiciones. En los colectores de líquido el circuito se compone de una serie de tuberías por las que circula dicho fluido. En los colectores de aire el fluido circula entre la cubierta y el absorbedor.

### Absorbedor

El absorbedor constituye el elemento absorbente de la radiación solar. Puede estar fabricado con diferentes materiales como plástico, cobre, acero o aluminio, aunque este último no es muy aconsejable ya que con frecuencia da origen a problemas de corrosión.

Debe estar pintado de color oscuro con el fin de aumentar su capacidad de absorción a la radiación y, con objeto de que ésta se aproveche al máximo, la reflexión en su superficie debe ser muy baja. Por otra parte, hay que prever que se alcancen temperaturas del orden de los  $100^{\circ}\text{C}$  y, por tanto, han de elegirse correctamente los materiales y pinturas.

Como es conocido, la radiación solar que incide directamente sobre el absorbedor, está comprendida entre longitudes de onda del orden de  $0.25$  y  $2.5\ \mu\text{m}$ , perteneciendo por tanto a la fracción del infrarrojo en sus longitudes de onda más pequeñas, así como al visible y parte del ultravioleta en sus longitudes de onda mayores. En lo que respecta a la máxima emisión del sol, se sitúa en torno a los  $0.5\ \mu\text{m}$  de longitud de onda y corresponde por tanto al espectro visible. Estas consideraciones deben tenerse muy presente a la hora de elegir la pintura para el absorbedor ya que su coeficiente de absorción  $\alpha$ , para las longitudes de onda señaladas, ha de ser elevada, del orden de  $0.9 - 0.95$ .

Las radiaciones emitidas por la placa absorbente se sitúan en el infrarrojo, con valores de longitud de onda comprendidos entre los  $4$  y  $70\ \mu\text{m}$ . Estas radiaciones deben limitarse lo máximo posible para mantener una temperatura alta en el absorbedor, y por tanto deben emplearse pinturas que cumplan con dicho objetivo. Por tanto estas pinturas deben ser selectivas en el sentido de poseer un gran coeficiente de absorción para las longitudes de onda del espectro solar y muy bajo poder emisivo para los infrarrojos que emite el absorbente.

La mayor parte de las superficies que tienen alto poder de absorción para la radiación solar son a su vez excelentes radiadores térmicos; sin embargo, las superficies selectivas son capaces de absorber efectivamente la radiación solar mientras que irradian calor en pequeña proporción.

Cuando el convertidor está a baja temperatura y comienza a recibir radiación solar, la energía radiante que emite es baja, por lo que eleva rápidamente su temperatura. Cuando ésta aumenta, su emisión también aumenta y su temperatura aumenta más lentamente, hasta que llega un momento en el que la radiación solar alcanza un nivel que iguala a la suma de las pérdidas más el calor transportado por el fluido térmico. En ese momento la temperatura del absorbedor se estabiliza.

### Aislamiento térmico

Tienen por misión evitar en lo posible las pérdidas de calor desde el circuito del fluido hacia el exterior, por lo que han de ser materiales de bajo coeficiente de conductividad.

Hay que tener presentes factores tales como densidad, temperatura máxima de servicio, comportamiento ante la humedad, estabilidad térmica, coste, etc.

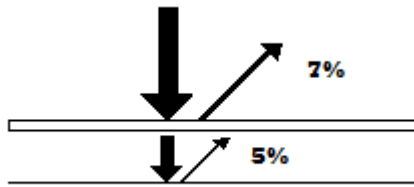
### Carcasa

La carcasa aloja el conjunto de elementos que forman el colector y asegura su estanqueidad, tanto a efectos de pérdidas de calor como de penetración de humedad, aire exterior, impurezas, etc. Si deja pasar aire éste circula por el colector, provocando una pérdida de calor.

La caja soporta las condiciones ambientales propias del lugar de emplazamiento del colector, más o menos corrosivas en función de los componentes de la atmósfera. Como las instalaciones de energía solar deben ser duraderas, la caja tiene que soportar el paso del tiempo con el mínimo deterioro posible, lo que exige una calidad suficiente de los materiales. Se construye de acero galvanizado con tratamiento de anodizado, pero no es aconsejable utilizar materiales como la madera ni plásticos, que se degradan con facilidad[6].

## 7.5 CALOR ÚTIL TRANSFERIDO AL FLUIDO

En estado estable, el rendimiento del colector solar se describe como un balance que indica la cantidad de energía solar incidente que se transforma en energía útil. La energía recibida en el absorbedor será la diferencia entre la radiación incidente y las pérdidas ópticas.



Si la transmisividad del cristal es  $\tau = 0.93$  (cuando los rayos solares inciden perpendicularmente sobre el cristal), indica que deja pasar el 93% de la radiación que le llega, reflejando el otro 7%. Así pues la radiación que llega al absorbedor es de  $G_T \cdot \tau$

*Figura 7.5.1: Transmisividad del cristal y absorptancia de la placa*

Si el absorbedor tiene un coeficiente de absorptancia de  $\alpha = 0.95$ , indica que absorbe el 95% de la radiación que le llega, reflejando el otro 5% (si los rayos inciden perpendiculares). Por tanto, la radiación que absorbe el absorbedor será  $G_T(\tau \alpha)$ . Al producto  $(\tau \alpha)$  se le llama factor óptico del colector. Este valor depende del ángulo de incidencia de los rayos solares, aunque dicha variación es muy pequeña. Cuando los rayos inciden perpendicularmente este valor es máximo.

La energía perdida desde el colector a los alrededores por conducción, convección y radiación se puede representar como el producto de un coeficiente de transferencia de calor  $U_{co}$  por la diferencia entre la temperatura media del absorbedor y la temperatura ambiente.

La potencia útil será:

$$Q_u = A_c \cdot [G_T(\tau \alpha) - U_{co} \cdot (T_{pm} - T_a)] \quad [W]$$

Donde:

$A_c$ : es el área del colector ( $m^2$ )

$G_T(\tau \alpha)$ : es la irradiación que capta el absorbedor por unidad de superficie ( $W/m^2$ )

$U_{co}$ : coeficiente de transferencia de calor del colector ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$T_{pm}$ : temperatura media de la placa ( $^\circ C$ )

$T_a$ : temperatura ambiente ( $^\circ C$ )

Sin embargo, es más conveniente usar unidades de energía, ya que los datos meteorológicos se dan en intervalos de tiempo. Así pues, si  $G_T(\tau\alpha)$  es la potencia captada por el absorbedor por unidad de superficie ( $\text{W/m}^2$ ), la energía captada desde un tiempo inicial  $t_i$  hasta un tiempo final  $t_f$  será:

$$I_T = \int_{t_i}^{t_f} G_T(\tau\alpha) \cdot dT \cong G_{T,med}(\tau\alpha) \cdot \Delta T$$

Donde  $\Delta T$  es el intervalo de tiempo considerado.

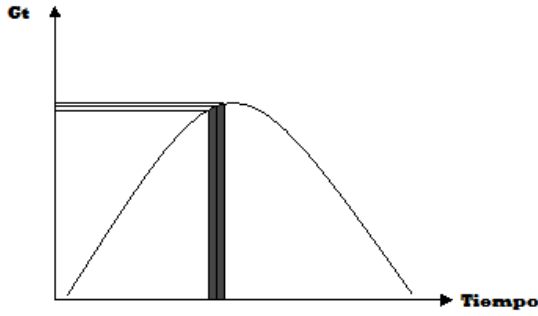


Figura 7.5.2: Energía incidente en un intervalo de tiempo

El área encerrada por la curva en el tiempo considerado será la energía captada por el absorbedor.

Por tanto, tendremos que la energía útil será:

$$q_u = A_c \cdot [G_T(\tau\alpha) \cdot \Delta T - U_{co} \cdot (T_{pm} - T_a) \cdot \Delta T]$$

$$q_u = A_c \cdot [I_T \cdot (\tau\alpha) - U_{co} \cdot (T_{pm} - T_a) \cdot \Delta T] [J]$$

Donde:

$q_u$  : es la energía útil [J]

$I_T \cdot (\tau\alpha)$ : es la energía captada por el absorbedor por unidad de

superficie  $\left[ \frac{J}{m^2} \right]$

$\Delta T$ : es el intervalo de tiempo considerado (s)

Como se puede ver en la fórmula anterior, para obtener el mayor calor útil posible, tanto la transmitancia de la cubierta ( $\tau$ ) como la absortancia de la placa ( $\alpha$ ) deben ser lo más altas posibles. También intentaremos reducir en lo posible el coeficiente de transferencia de calor del colector. Podemos observar la dependencia que tiene el calor útil con la diferencia de temperaturas entre la placa y el ambiente, cuanto más cercanas sean estas temperaturas mayor será el calor útil[5].

El problema de esta ecuación es el desconocimiento de la temperatura media de la placa absorbente  $T_{pm}$ . Esta temperatura es difícil de calcular ya que depende del diseño del colector, de la radiación incidente y las condiciones del fluido. El fluido entra frío y se va calentando. Esta distribución de temperaturas también se traslada a la placa, por lo que la temperatura de la placa aumentará en sentido del flujo de aire. También depende del caudal, pues cuanto mayor sea el caudal menor será la temperatura de la placa. Podemos decir por tanto que la temperatura de la placa no es constante y no se puede conocer por métodos sencillos. En el caso de colectores de líquido esta temperatura es del orden de 7°C a 15°C superior a la del fluido, mientras que en colectores de aire esta temperatura aumenta.

En colectores de líquido en los que existe tanque de almacenamiento y circuito de consumo, la temperatura del tanque se puede calcular fácilmente y es aproximadamente igual a la temperatura de entrada del colector. Si fuese así, la potencia útil sería:

$$Q_u = A_c \cdot [G_T(\tau\alpha) - U_{co} \cdot (T_{eco} - T_a)] \quad [W]$$

Donde hemos sustituido  $T_{pm}$  por  $T_{eco}$ . Esta sustitución supone una disminución de la temperatura en valor absoluto y por tanto supone disminuir las pérdidas. Para evitar esta sobrevaloración del calor útil se aplica un factor de corrección  $F_R$  llamado factor de eficiencia del colector, donde  $F_R < 1$ .

Este coeficiente representa físicamente la relación entre el calor transferido al fluido a su paso por el colector y el calor que se podría transferir si la temperatura de la placa fuera la misma que la del fluido a la entrada en el colector. El factor  $F_R$  se comporta como la eficiencia del convertidor. Así pues, la potencia útil será:

$$Q_u = A_c \cdot F_R [G_T(\tau\alpha) - U_{co} \cdot (T_{eco} - T_a)] \quad [W]$$

También puede escribirse la potencia útil cambiando  $T_{eco}$  por la temperatura media del fluido, y  $F_R$  por un nuevo factor  $F'$ .

$$Q_u = A_c \cdot F' [G_T(\tau\alpha) - U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a)] \quad [W]$$

donde

$$T_{mf} = (T_{eco} + T_{sco})/2$$

Sin embargo, como dijimos anteriormente, como los datos meteorológicos se dan en intervalos de tiempo, es más útil emplear unidades de energía. Así pues, el calor útil será:

$$q_u = F' \cdot A_c \cdot [I_T \cdot (\tau\alpha) - U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a) \cdot \Delta T] \quad [J]$$

## 7.6 RENDIMIENTO DEL COLECTOR

El colector intercepta la radiación solar en el absorbedor y la convierte en calor, que se transfiere directamente al fluido. El colector es por tanto un intercambiador de calor en el cual se transfiere calor desde una placa caliente al fluido. Se define el rendimiento del colector en un intervalo de tiempo como el cociente entre el calor útil y la energía solar incidente:

$$\eta_{co} = \frac{\int Q_u \cdot dt}{A_c \cdot \int G_T \cdot dt} = \frac{q_u}{I_T \cdot A_c}$$

El cálculo del rendimiento del colector no es tan sencillo como sugiere la fórmula anterior, pues depende de numerosos factores como el tipo de colector, fluctuaciones de la radiación solar y las condiciones ambientales. Como el colector está a una temperatura superior a la atmosfera que lo rodea, habrá una transferencia de calor por radiación hacia el espacio exterior, por convección desde el colector hacia el aire, y por conducción hacia los elementos con los que se encuentra en contacto el colector. Todos estos factores hacen que parte de la radiación solar convertida en calor se pierda antes de alcanzar el fluido térmico, y por tanto, cuando el colector trabaja a una temperatura superior a la del ambiente el rendimiento será menor a la unidad.

Así pues queda:

$$\eta_{co} = \frac{\int Q_u \cdot dt}{A_c \cdot \int G_T \cdot dt} = \frac{q_u}{I_T \cdot A_c} = \frac{F_R \cdot A_c [I_T \cdot (\tau\alpha) - U_{co} \cdot (T_{eco} - T_a) \cdot \Delta T]}{I_T \cdot A_c}$$

$$\eta_{co} = F_R \cdot (\tau\alpha) - \frac{F_R U_{co} \cdot (T_{eco} - T_a) \cdot \Delta T}{I_T}$$

Como en el caso anterior, también puede escribirse el rendimiento del colector cambiando  $T_{eco}$  por la temperatura media del fluido, y  $F_R$  por  $F'$ .

$$\eta_{co} = F' \cdot (\tau\alpha) - \frac{F' \cdot U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a) \cdot \Delta T}{I_T}$$

Como en la expresión anterior,  $F'$  es asimilable a la eficiencia de un intercambiador de calor, definida como la relación entre el calor transferido desde la placa al fluido y el máximo calor que se podría transferir. Su cálculo es complicado, ya que es necesario calcular el coeficiente global de transferencia de calor  $U_{co}$ , para lo que es necesario a su vez determinar el coeficiente global del convertidor. Sin embargo, es posible obtener  $F'(\tau\alpha)$  y  $F'U_{co}$  a través de la recta de normalización como veremos a continuación.

## 7.7 RECTA DE NORMALIZACIÓN

El organismo encargado de normalizar los colectores es el Instituto de Tecnología Aeroespacial (INTA). Entre los organismos internacionales que han establecido procedimientos de normalización el ASHRAE es el de mayor prestigio. La función que determina los rendimientos de un colector comercial se determina mediante un procedimiento experimental denominado proceso de normalización. El método consiste en exponer el colector a la acción de la radiación solar y medir el calor transferido al fluido térmico mediante la ecuación[6]:

$$q_u = m \cdot C_p \cdot (T_{sco} - T_{eco}) \cdot \Delta T$$

También hay que medir el caudal de fluido térmico, conocer su calor específico y las temperaturas de entrada y salida del colector, y es preciso medir también la temperatura ambiente, la radiación solar y la velocidad del viento. Este conjunto de valores permiten caracterizar el calor perdido por el colector midiendo la radiación solar captada y el calor útil producido. La diferencia equivalen a las pérdidas del colector, y el rendimiento se obtiene de las fórmulas anteriormente descritas.

Aunque existen varios métodos para normalizar los colectores según sean de líquido o aire, de circuito abierto o cerrado, todos se diferencian en pequeños detalles y tienen los siguientes rasgos comunes:

Se controla la temperatura de entrada al colector, manteniéndola aproximadamente constante, así como la temperatura de salida del colector y la temperatura ambiente.

La radiación solar global sobre el plano del colector se mide con un piranómetro.

Se mide la pérdida de carga a lo largo del colector y la velocidad del viento.

El procedimiento se realiza en condiciones de régimen casi permanente en horas centrales del día, entre las 11h y 13h, ya que en este periodo la radiación es casi constante. Se hacen medidas simétricas para minimizar el efecto del calor almacenado en el colector, y el colector se orienta hacia el Sur. El aire debe estar casi en calma, se admite que  $U_{co}$  y  $F'$  o  $F_R$  son constantes, aunque esto no es rigurosamente cierto, ya que dependen de las propiedades físicas del fluido, las cuales dependen a su vez de la temperatura.

La potencia útil se calcula mediante :

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{sco} - T_{eco})[W]$$

Donde:

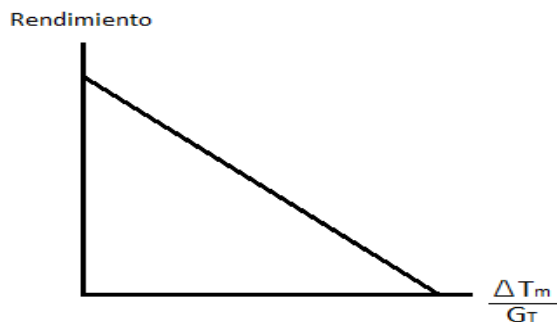
$\dot{m}$ : *flujo másico*  $\left[\frac{Kg}{s}\right]$

$C_p$ : *calor específico del fluido*  $\left[\frac{KJ}{Kg^{\circ}C}\right]$

Y el rendimiento instantáneo mediante:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{G_T \cdot A_c}$$

Como es difícil de mantener constante la temperatura de entrada, la radiación solar, la velocidad del viento y además los coeficientes de transferencia de calor no son constantes, en cada serie de medidas hay que obtener una nube de puntos. La normalización se completa variando la temperatura de entrada en el colector en todo el rango de temperaturas de trabajo del colector y calculando el rendimiento en cada una de ellas. El resultado es una nube de puntos por la cual se hace pasar una recta, la recta de normalización.



*Figura 7.7.1: Recta de normalización*

En el eje de ordenadas se representa el rendimiento instantáneo,  $\eta_i$  y en el eje de abscisas el incremento de temperatura medio entre la irradiación solar incidente  $\frac{(T_{mf} - T_a)}{G_T}$ .

La pendiente negativa de esta recta son las pérdidas por transferencia de calor, representadas por  $-F' \cdot U_{co}$



La ordenada en el origen representa el rendimiento instantáneo máximo, que se produce cuando la temperatura media del fluido coincide con la temperatura ambiente, y el rendimiento toma el valor de  $F'(\tau\alpha)$ . Este valor se denomina rendimiento óptico del colector. El rendimiento del colector será cero cuando la diferencia de temperaturas entre la temperatura media del fluido y el ambiente sea tal que las pérdidas por transferencia de calor se igualen con la energía recibida y por tanto no obtengamos calor útil.

Se pueden encontrar otros métodos, en los cuales, se obtiene una curva de normalización. Por ejemplo, Cooper y Dunkle (1981) asumen una dependencia lineal de la temperatura en función del coeficiente de pérdidas de la forma:

$$F'U_{co} = a + b(T - T_a)$$

Resultando la siguiente expresión para el rendimiento instantáneo:

$$\eta_i = F'(\tau\alpha) - a \frac{\Delta T_m}{G_T} - b \frac{\Delta T_m^2}{G_T}$$

Donde  $\Delta T_m = (T_{mf} - T_a)$

Los coeficientes a y b se denominan coeficientes de pérdidas de primer y segundo orden respectivamente y dependen del colector. Se obtendrían distintas curvas dependiendo de la irradiación incidente en el colector, y quedaría de la siguiente manera:

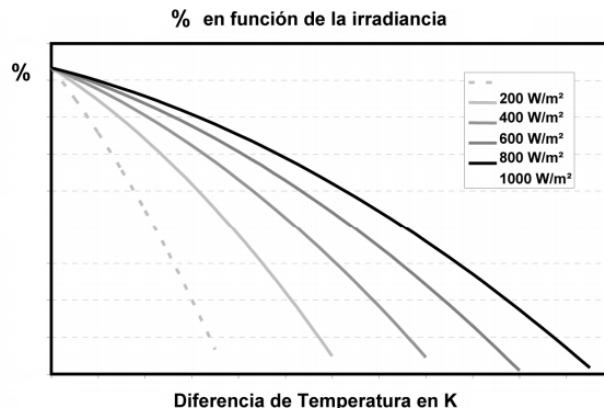


Figura 7.7.2: Curva de normalización

Como en el caso anterior, se puede observar que el rendimiento máximo se produce cuando la diferencia de temperaturas  $T_{mf} - T_a$  es nula, obteniéndose  $\eta_i = F'(\tau\alpha)$  y va decreciendo conforme aumenta la diferencia de temperaturas[5].

## 7.8 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL COLECTOR

Como hemos visto, la potencia útil del colector viene dada por la siguiente fórmula:

$$Q_u = A_c \cdot F' [G_T(\tau\alpha) - U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a)] \quad [W]$$

En nuestros cálculos vamos a hallar la potencia útil por unidad de área, así pues:

$$Q_u = [G_T \cdot F'(\tau\alpha) - F' U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a)] \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Donde el producto  $G_T \cdot F'(\tau\alpha)$  representa físicamente la potencia captada por el absorbedor, y  $F' \cdot U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a)$  representa las pérdidas del colector en condiciones normalizadas.

El umbral de irradiación que es necesario interceptar para compensar las pérdidas del colector por transferencia de calor serán:

$$Q_u = [G_{min} \cdot F'(\tau\alpha) - F' U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a)] = 0;$$

$$G_{min} = \frac{F' U_{co} \cdot (T_{mf} - T_a)}{F'(\tau\alpha)} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

La potencia útil del colector puede reescribirse en función de este umbral de irradiación:

$$Q_u = F'(\tau\alpha)[G_T - G_{min}] \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Esta ecuación indica que solo se produce calor útil cuando la potencia incidente sobre la superficie del colector  $G_T$  es superior al umbral mínimo de irradiación  $G_{min}$  obtenido a partir de la recta de normalización del colector.

El producto  $F'(\tau\alpha) \cdot G_{min}$  son por tanto las pérdidas en condiciones de normalización.

En este proyecto vamos a incluir las pérdidas debidas al efecto del viento y al calor almacenado en los componentes, así pues, la potencia útil por unidad de superficie será:

$$Q_u = F'(\tau\alpha)[G_T - G_{min}] - G_{viento} - G_{almacenado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

A continuación explicamos estas pérdidas.

### 7.8.1 Pérdidas en condiciones normalizadas

Las pérdidas en condiciones normalizadas son las obtenidas en el ensayo normalizado del colector e incluye las de transferencia de calor por radiación y por convección. Tienen su origen en la diferencia de temperaturas entre el colector y el espacio exterior (radiación) y con el aire que lo rodea (convección). Estas pérdidas se evalúan cuando el colector trabaja en condiciones estándar, es decir, en condiciones normalizadas, y no tienen en cuenta las pérdidas cuando el colector trabaja expuesto a la acción del viento ni las pérdidas por calor almacenado de los componentes.

Como hemos visto se corresponden con la ecuación:

$$G_{cn} = F'(\tau\alpha) \cdot G_{min} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

### 7.8.2 Pérdidas por efecto del viento

Para el cálculo de las pérdidas debidas al viento vamos a suponer un flujo de aire paralelo a la superficie del colector.

La fricción del fluido viscoso sobre la superficie del sólido provoca una tensión de cizalladura proporcional al gradiente vertical de velocidades. La distribución de velocidades va desde cero en el contacto con la superficie hasta la velocidad máxima para las zonas alejadas de la superficie. La región comprendida entre ambos estados se denomina capa límite superficial.

El espesor de la capa límite es función del recorrido del fluido sobre el sólido y comprende la zona donde la velocidad de las capas de aire varían por efecto de la fricción viscosa. Este espesor depende de si el flujo es laminar o turbulento:

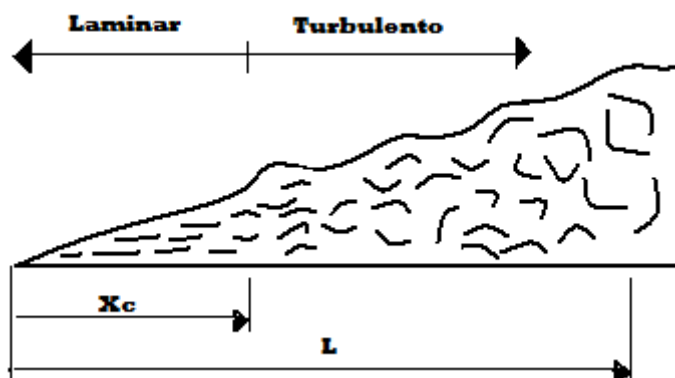


Figura 7.8.1: Flujo paralelo sobre placa plana

El número de Reynolds sirve para caracterizar el tipo de flujo, laminar o turbulento. Podemos ver como la transición a la turbulencia ocurre en una posición corriente abajo ( $x_c$ ), para la que se alcanza un número de Reynolds crítico  $Re_c$ . El tipo de flujo está caracterizado por el valor del cociente entre las fuerzas de inercia debidas al movimiento del fluido y las fuerzas disipativas viscosas que se oponen al movimiento.

Así pues :

$$Re = \{(Fuerzas\ de\ inercia)/(Fuerzas\ viscosas)\}$$

$$Re = (Masa\ x\ aceleración/ Tensión\ x\ superficie)$$

$$Re = \frac{(\rho \cdot L_c^3) \left(\frac{v^2}{L_c}\right)}{\left(\frac{\mu \cdot v}{L_c}\right) \cdot (L_c^2)} = \frac{\rho \cdot v \cdot L_c}{\mu}$$

Donde:

$\rho$ : es la densidad del aire ( $Kg/m^3$ )

$L_c$ : es la longitud característica (m)

$v$ : es la velocidad del aire (m/s)

$\mu$ : es la viscosidad del aire ( $N \cdot s/m^2$ )

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$ , definimos el numero de Nusselt, que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que discurre un fluido (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Siendo

$h$ : coeficiente de transferencia de calor por convección ( $W/m^2\text{°C}$ )

$k$ : conductividad térmica del aire ( $W/m\text{°C}$ )

Dependiendo del valor de Reynolds tendremos flujo laminar o turbulento.

Flujo laminar  $Re < 5 \cdot 10^5$

El número de Nusselt local es:

$$Nu_x = 0.332 \cdot (Re)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} = \frac{h_x \cdot x}{k}$$

Y el coeficiente local de transferencia de calor:

$$h_x = 0.332 \cdot k \cdot \left(\frac{\rho \cdot v}{\mu}\right)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} \cdot x^{-1/2}$$

Si integramos esta ecuación queda:

$$\bar{h}_x = 0.332 \cdot k \cdot \left(\frac{\rho \cdot v}{\mu}\right)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} \cdot \int_0^x \frac{dx}{x^{1/2}} = 2 h_x$$

Por tanto el número de Nusselt promedio es:

$$\overline{Nu} = 0.664 \cdot (Re)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3}$$

Flujo turbulento  $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$

El número de Nusselt local para flujo turbulento es:

$$Nu_x = 0.0296 \cdot (Re_x)^{4/5} \cdot (Pr)^{1/3}$$

Como la capa límite turbulenta está precedida por una capa límite laminar, vamos a considerar las condiciones de capa límite mezclada:

Capa límite mezclada

Cuando ocurre la transición a la turbulencia lo suficientemente antes del fin de la placa, ( $0.95 \leq \frac{x_c}{L} \leq 1$ ) los coeficientes promedio de la superficie estarán influenciados por las condiciones en las capas límite laminar y turbulenta. Para calcular el coeficiente promedio para toda la placa  $h_L$  usamos la siguiente ecuación:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h \, dx$$

Al integrar sobre la región laminar ( $x \leq x_c$ ) y sobre la región turbulenta ( $x_c \leq x \leq L$ ) tenemos que:

$$\overline{h_L} = \frac{1}{L} \left( \int_0^{x_c} h_{lam} dx + \int_{x_c}^L h_{turb} dx \right)$$

Y el número de Nusselt promedio es:

$$\overline{Nu_L} = \left[ 0.664 \cdot (Re_{x,c})^{1/2} + 0.037(Re_L^{4/5} Re_{x,c}^{1/5}) \right] (Pr)^{1/3}$$

$$\overline{Nu_L} = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$$

El calor transferido al aire que rodea al colector viene dado por:

$$G_v = A_{co} \cdot h \cdot (T_{co} - T_a) \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Donde

$A_{co}$ : área del componente por unidad de superficie del colector ( $\frac{m^2}{m^2}$ )

$h$ : coeficiente de transferencia de calor por convección ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$T_{co}$ : temperatura del componente ( $^\circ C$ )

Entonces, el calor perdido por efecto del viento será la suma del calor perdido por la cubierta y el calor perdido por la caja:

$$G_{v,cu} = A_{cu} \cdot h \cdot (T_{cu} - T_a)$$

$$G_{v,ca} = A_{ca} \cdot h \cdot (T_{ca} - T_a)$$

### 7.8.3 Pérdidas por calor almacenado

Desde la hora de salida del Sol hasta la hora en que empieza a funcionar la instalación transcurre un tiempo. Durante este tiempo, la radiación interceptada se ha convertido en calor para aumentar la temperatura de los componentes, y por tanto, el calor solar captado durante este periodo no se transfieren al proceso y por tanto esta radiación no es útil.

Durante un día claro, la instalación funciona a lo largo del día hasta que el nivel de radiación solar durante la tarde no es capaz de mantener la temperatura suficiente. En este momento los componentes del colector están calientes y empieza un proceso de enfriamiento. Esta pérdida de calor de los componentes supone una pérdida, ya que es calor que no se transfiere al proceso. Cuando la instalación trabaja en días donde las nubes alternan con claros puede darse el caso de funcionamiento intermitente con varias secuencias de parada y arranque a lo largo del día. Durante cada secuencia se repite el proceso de pérdida de calor.

Como la radiación solar es una fuente de energía que alcanza la superficie de la Tierra con baja densidad por unidad de área y la masa de los colectores solares es grande, las pérdidas por calor almacenado pueden ser importantes.

El calor almacenado por colector se obtiene sumando el calor almacenado por cada uno de sus componentes.

$$p_a = m \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ref}) \left[ \frac{KJ}{m^2} \right]$$

Donde:

$m$ : masa del componente [Kg]

$C_p$ : calor específico del material del componente  $\left[ \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \right]$

$T_{co}$ : temperatura del componente [ $^{\circ}C$ ]

$T_{ref}$ : temperatura de referencia [ $^{\circ}C$ ]

Para aplicar la ecuación anterior es necesario conocer las dimensiones del colector, los materiales con los que está construido, las propiedades físicas de estos materiales y las temperaturas de trabajo de cada componente. Las dimensiones y materiales son datos que se incluyen en la información del colector, sin embargo, las temperaturas de los componentes dependen de la temperatura de proceso y son desconocidas.

La temperatura de referencia que aparece en la ecuación se trata de la temperatura del componente calculada en el intervalo anterior.

Por tanto, necesitamos conocer las temperaturas de los componentes. A continuación explicamos cómo determinar estas temperaturas.

### Temperaturas de los componentes

#### Placa absorbente:

La temperatura de la placa absorbente será igual a la temperatura media del fluido más un incremento de temperatura:

$$t_{pl} = t_{mf} + \Delta t_{pl}$$

Este incremento de temperatura depende del tipo de colector. En los colectores el factor  $F'$  se comporta como la eficiencia del intercambiador de calor entre la placa y el fluido. Como este valor siempre es menor a la unidad, tiene como consecuencia que la temperatura de la placa es mayor que la temperatura del fluido térmico, pero este efecto ya ha sido tenido en cuenta al valorar  $F'$ , por esta razón, se cumple que en definitiva  $t_{pl} \approx t_{mf}$ .

El calor absorbido por la placa será por tanto:

$$p_{a,pl} = m_{pl} \cdot C_{p,pl} \cdot (T_{pl} - T_{ref})$$

#### Cubierta de vidrio

El cálculo de la temperatura de la cubierta requiere el conocimiento de los coeficientes de película de convección y radiación entre la placa y la cubierta. Para no complicar el cálculo tomamos para  $T_{cu}$  el valor:

$$T_{cu} = (T_a + T_{mf})/2.$$

El error cometido es despreciable ya que el calor absorbido por la cubierta de vidrio es pequeño.

Así pues el calor absorbido por la cubierta de vidrio será:

$$p_{a,cu} = m_{cu} \cdot C_{p,cu} \cdot (T_{cu} - T_{ref})$$



### Caja del colector

Si el colector es estanco, hipótesis bastante real en los colectores modernos y el aislante está perfectamente unido, por un lado a la superficie posterior de la placa absorbente y por el otro a la superficie interior de la caja, de forma que no existan fenómenos de convección, podemos establecer el siguiente balance energético sobre la caja por unidad de área:

$$\frac{k_{ais}}{e_{ais}} \cdot (T_{pl} - T_{ca}) = h_a \cdot (T_{ca} - T_a)$$

Donde el primer miembro es la ecuación de Fourier para la conducción del calor a través del aislante térmico y el segundo es la ecuación de Newton para la transferencia de calor entre el aire exterior y la superficie de la caja.

Así pues el calor absorbido por la caja es:

$$p_{a,ca} = m_{ca} \cdot C_{p,ca} \cdot (T_{ca} - T_{ref})$$

### Aislante térmico

Si admitimos como en el caso anterior que el aislante está perfectamente unido a la placa y que no existe aire entre ambos, la transmisión de calor se realiza por conducción y no habrá entonces resistencia térmica por convección, por lo tanto:

$T_{ais} = (T_{ca} + T_{mf})/2$  y el calor perdido por el aislante será:

$$p_{a,ais} = m_{ais} \cdot C_{p,ais} \cdot (T_{ais} - T_{ref})$$

### Calor almacenado por el fluido térmico

El calor necesario para elevar la temperatura de un fluido se obtiene de la ecuación:

$$p_{a,ft} = m_{ft} \cdot C_{p,ft} \cdot (T_{ft} - T_{ref})$$

En el caso de colectores de aire, este valor será mucho más pequeño que en colectores de líquido, ya que el producto  $m_{ft} \cdot C_{p,ft}$  es mucho menor.

Por tanto, el calor almacenado por los componentes del colector será:

$$p_a = p_{a,pl} + p_{a,cu} + p_{a,ca} + p_{a,ais} + p_{a,ft}$$

Y la potencia:

$$G_a = \frac{p_a}{\Delta T}$$

## 7.9 DATOS TÉCNICOS DEL COLECTOR SOLAR

El colector solar de aire escogido para el proceso de secado es el Jumbo Solar, que está especialmente diseñado para el secado de productos agrícolas.



Valores característicos de los colectores GLK (todos los valores se refieren a la superficie de apertura)			
Magnitud	Símbolo	Unidad	Valores certificados
Factor de conversión; diferencia de temperatura ( $t_m - t_a$ )=0,	$\eta_0$		0,82
Coeficiente de eficacia lineal, coeficiente de pérdida	$A_1$	W/(m <sup>2</sup> x K)	4,2
Coeficiente de eficacia de segundo grado, coeficiente de pérdida	$A_2$	W/(m <sup>2</sup> x K <sup>2</sup> )	0,034
Factor de ángulo	$K_{\theta}(50^\circ)$		0,94
Rango de caudal recomendado		m <sup>3</sup> /(h x m <sup>2</sup> )	30 hasta 100
Superficies de referencia			
Superficie bruta	$A_G$	m <sup>2</sup>	2,51
Superficie de apertura	$A_a$	m <sup>2</sup>	2,30
Valores límite para el funcionamiento			
Temperatura de paro		°C	150 °C

Tabla 7.9.1: Especificaciones técnicas del colector solar Jumbo (Fuente: Grammer Solar)

Cada colector tiene una superficie bruta de 2.5m<sup>2</sup>. Las dimensiones de cada colector son las siguientes: 2.500 x 1.006 x 175 mm.

Los captadores son modulares, de manera que el sistema estándar consta de 8 colectores colocados en serie, obteniéndose por tanto una superficie de 20m<sup>2</sup>.

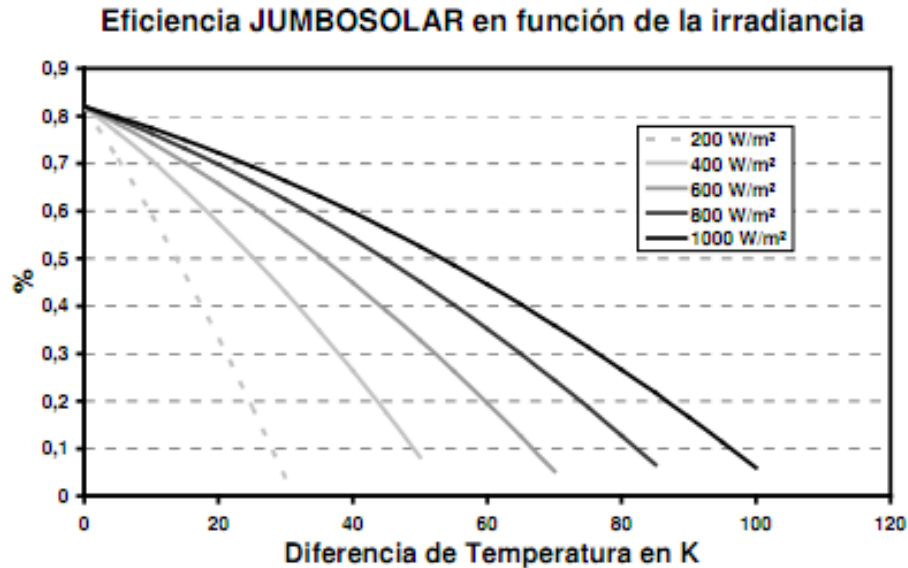


Figura 7.9.1: Curva de normalización del colector solar Jumbo (Fuente: Grammer Solar)

## 7.10 CÁLCULO DE LA ENERGÍA ÚTIL DEL COLECTOR

### 7.10.1 Energía útil de 12 horas a 12.10 horas

Como ejemplo, vamos a calcular la energía útil proporcionada por el colector en el intervalo de tiempo de 12 horas a 12.10 horas para el día 15 de septiembre.

Dado que el rendimiento teórico dado por la curva de normalización del colector se halla suponiendo que los rayos inciden perpendiculares sobre el colector, cosa que en realidad no ocurre, tanto la transmitancia del cristal como la absorptancia del absorbedor disminuyen en un término medio igual a 0.97. Por tanto, para hallar el rendimiento real del colector a lo largo del día debemos multiplicar la energía útil calculada por  $0.97 \times 0.97 \cong 0.94$  para obtener el rendimiento real del colector. Este factor es el factor de ángulo dado en las especificaciones técnicas del colector. Así pues la energía útil final será:

$$q_{util,día} = (q_{util,día})_n \cdot K_{\theta}$$

Donde el subíndice n indica que los cálculos se han realizado suponiendo que los rayos inciden perpendiculares al colector.

Como vemos en la curva de normalización del colector, la ordenada en el origen representa el rendimiento instantáneo máximo, o rendimiento óptico, que se produce

cuando la temperatura media del fluido coincide con la temperatura ambiente, y el rendimiento toma el valor de:  $F'(\tau\alpha) = 0.82$

Las pérdidas por transferencia de calor al exterior vienen dadas por:

$$F'U_{co} = a + b(T - T_a)$$

Los coeficientes a y b se denominan coeficientes de pérdidas de primer y segundo orden respectivamente y son:

$$a = 4.2 \frac{W}{m^2 K}$$

$$b = 0.034 \frac{W}{m^2 K^2}$$

El rango de caudal recomendado para el colector Jumbo es de 30 a  $100 \frac{m^3}{h \cdot m^2}$ . Como vimos, los colectores son modulares, de manera que el sistema estándar consta de 8 colectores colocados en serie, obteniéndose por tanto una superficie de  $20m^2$ . Por cada serie de colectores va a circular un caudal de  $1160 \frac{m^3}{h}$ .

Por tanto, el caudal por metro cuadrado de colector es:

$$Q_s = \frac{1160 \frac{m^3}{h}}{20m^2} = 58 \frac{m^3}{h \cdot m^2}$$

Como vamos a hallar la energía útil por metro cuadrado de colector, debemos calcular la masa de cada uno de los componentes por unidad de área de colector.

Los componentes del colector son los siguientes:

Placa absorbente:

Material: Aluminio

Densidad: 2700 Kg/m<sup>3</sup>

Calor específico: 0.897 KJ/Kg°C

Dimensiones: 2.3x1x0.0006 m

$$\text{Masa/ m}^2 : \frac{2.3 \cdot 1 \cdot 0.0006 \text{ m}^3 \cdot 2700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}{2.5 \text{ m}^2} = 1.49 \text{ Kg/ m}^2$$

Cubierta:

Material: Vidrio ESG

Densidad: 2500 Kg/m<sup>3</sup>

Calor específico: 0.67 KJ/Kg°C

Espesor: 4 mm

Dimensiones: 2.3x1x0.004 m

$$\text{Masa/m}^2 : \frac{2.3 \cdot 1 \cdot 0.004 \text{ m}^3 \cdot 2500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}{2.5 \text{ m}^2} = 9.2 \text{ Kg/m}^2$$

Caja:

Material: Acero galvanizado

Densidad: 7850 Kg/m<sup>3</sup>

Calor específico: 0.46 KJ/Kg°C

Dimensiones: – Fondo 2.5x1.006x0.0003

–Laterales 2.5x0.175x0.0003

$$\text{Masa/m}^2 : \frac{1.01 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \frac{7850 \text{ Kg}}{\text{m}^3}}{2.5 \text{ m}^2} = 3.193 \text{ Kg/m}^2$$

Aislamiento térmico:

- Posterior:

Material: Lana mineral

Densidad: 40 Kg/m<sup>3</sup>

Calor específico: 0.84 KJ/Kg°C

Espesor: 50mm

Dimensiones: 2.3x1x0.05 m

$$\text{Masa/m}^2: \frac{2.3 \cdot 1 \cdot 0.05 \text{m}^3 \cdot \frac{40 \text{Kg}}{\text{m}^3}}{2.5 \text{m}^2} = 1.84 \text{ Kg/m}^2$$

- Lateral:

Material: Lana mineral

Densidad: 40 Kg/m<sup>3</sup>

Calor específico: 0.84 KJ/Kg

Espesor: 20mm

Dimensiones: 2.3x0.12x0.02 m

$$\text{Masa/m}^2: \frac{2 \cdot (2.3 \cdot 1 \cdot 0.02 \text{m}^3 \cdot \frac{40 \text{Kg}}{\text{m}^3})}{2.5 \text{m}^2} = 0.176 \text{ Kg/m}^2$$

Fluido térmico:

Fluido: Aire

Densidad a 20°C: 1.205 Kg/m<sup>3</sup>

Calor específico a 20°C: 1.005 KJ/Kg

$$\text{Masa/m}^2: (2.3 \cdot 1 \cdot 0.12 \text{ m}^3 \cdot 1.1614 \text{Kg/m}^3) / (2.5 \text{m}^2) = 0.1168 \text{ Kg/m}^2$$

Conductividad térmica: 0.0257 W/m°C

Número de Prandtl: 0.713

El proceso que vamos a seguir es el siguiente:

La potencia útil del colector será igual a la captada por el absorbedor menos las pérdidas:

$$Q_u = F'(\tau\alpha)[G_T - G_{min}] - G_{viento} - G_{calor\ almacenado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Partiendo de un umbral mínimo de irradiación para el proceso  $G_{min}$  calculamos cuál es la potencia útil. Esta potencia útil hace que la temperatura del fluido por el interior del colector se caliente. Calculamos la temperatura de salida del colector y con ella podremos calcular las temperaturas del resto de los componentes. Con estas temperaturas calculamos las nuevas pérdidas y obtenemos una nueva potencia útil. Con esta nueva potencia útil calculamos una nueva temperatura de salida del colector. Si la diferencia de temperatura media del fluido entre las calculadas es mayor a  $0.1^\circ\text{C}$  realizamos una primera iteración. Mientras la diferencia de temperatura media del fluido entre las iteraciones sea mayor a  $0.1^\circ\text{C}$  seguimos iterando, cuando sea menor tomaremos como suficientemente precisa dicha temperatura.

La irradiación sobre el plano inclinado en el intervalo que va desde las 12 horas hasta las 12.10 horas admitimos que es el valor intermedio entre la irradiación a estas horas. Así pues tenemos que en dicho intervalo la irradiancia sobre el plano inclinado es:

$$G_{T,media} = \frac{G_T(12horas) + G_T(12.10horas)}{2}$$

Como vimos en el cálculo de la irradiancia sobre una superficie inclinada, la irradiación global sobre la superficie a las 12 horas era:

$$G_T(12horas) = 998.67 \frac{W}{m^2}.$$

A las 12.10 horas este valor es de:

$$G_T(12.10horas) = 1018.1 \frac{W}{m^2}.$$

Así pues tenemos que  $G_{T,media} = 1008.4 \frac{W}{m^2}$ .

A partir de ahora a  $G_{T,media}$  la denominaremos como  $G_T$ .

La energía incidente en dicha superficie en un intervalo de tiempo  $\Delta T$  de 600 segundos es:

$$I_T = G_{T,media} \cdot \Delta T = 605.03 \frac{KJ}{m^2}$$

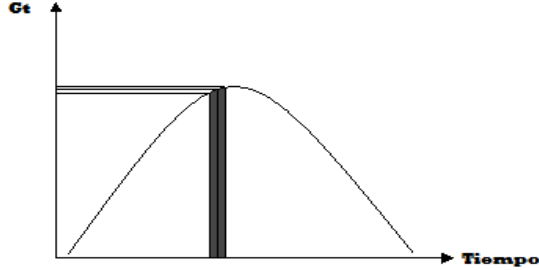


Figura 7.10.1: Energía incidente en un intervalo de tiempo

Esta energía es el área encerrada por la curva en ese intervalo de tiempo.

En el intervalo considerado tomamos como umbral de irradiación mínimo, pérdidas debidas al viento y pérdidas por calor almacenado los obtenidos en el intervalo anterior (el intervalo de 11.50 a 12 horas), que son:

$$G_{\min(11.50-12)} = 102.86 \frac{W}{m^2} ;$$

$$G_{viento(11.50-12)} = 40.79 \frac{W}{m^2} ;$$

$$G_{almacenado(11.50-12)} = -0.81 \frac{W}{m^2}$$

Donde el signo negativo del calor almacenado indica que el colector no está almacenando calor sino cediendo.

Con esto, la potencia útil es:

$$Q_u = F'(\tau\alpha)[G_T - G_{\min}] - G_{viento} - G_{calor\ almacenado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$Q_u = 0.82[1008.4 - 102.86] - 40.79 - (-0.81) = 702.56 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Este calor útil provoca una temperatura de salida del colector de:

$$T_{sco} = T_a + \frac{G_{util}}{d \cdot Q \cdot c_p} = 29.89^\circ C + \frac{702.56 \frac{W}{m^2} \cdot 3600 \frac{s}{h}}{1.205 \frac{Kg}{m^3} \cdot 58 \frac{m^3}{h \cdot m^2} \cdot 1005 \frac{J}{KgK}} = 65.90^\circ C$$



Donde:

$d$  : densidad del fluido  $1.205 \frac{Kg}{m^3}$

$Q_s$ : caudal por unidad de superficie de colector  $58 \frac{m^3}{h \cdot m^2}$ .

$C_p$ : calor específico del fluido.  $C_p = 1005 \frac{J}{kgK}$

$T_a$ : temperatura ambiente durante el intervalo de tiempo  $T_a = 29.89^\circ C$

La temperatura media del fluido es:  $t_{mf} = (T_a + T_{sco}) \frac{1}{2} = 47.89^\circ C$

La temperatura en el intervalo anterior era:  $T_{mf} = 47.36^\circ C$ . Por lo tanto, la diferencia de temperaturas es:  $|t_{mf} - T_{mf}| = |47.89 - 47.36| = 0.53^\circ C$ . Como la diferencia es mayor que  $0.1^\circ C$  realizamos una primera iteración a partir de la nueva temperatura obtenida para obtener las nuevas pérdidas.

### **Pérdidas en condiciones normalizadas**

Como vimos, las pérdidas en condiciones normalizadas se corresponden con las del ensayo normalizado del colector, y son:

$$G_{cn} = F'(\tau\alpha) \cdot G_{min}$$

El umbral de irradiación solar es:

$$G_{min} = \frac{F'U_{co} \cdot (t_{mf} - T_a)}{F'(\tau\alpha)} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Donde:

$$F'U_{co} = a + b(T - T_a) = 4.2 \frac{W}{m^2^\circ C} + 0.034 \frac{W}{m^2^\circ C^2} (47.89 - 29.89)^\circ C = 4.81 \frac{W}{m^2^\circ C}$$

Así pues;

$$G_{min} = \frac{F'U_{co} \cdot (t_{mf} - T_a)}{F'(\tau\alpha)} = \frac{4.81 \frac{W}{m^2^\circ C} (47.89 - 29.89)^\circ C}{0.82} = 105.6 \frac{W}{m^2}$$

## Pérdidas por efecto del viento

El calor transferido al aire que rodea al colector viene dado por:

$$G_{viento} = A_{co} \cdot h_v \cdot (T_{co} - T_a)$$

Primero calculamos el valor de  $h_v$  para el intervalo dado:

La velocidad del viento es un dato, y es de  $v = 1.59 \frac{m}{s}$

Con esta velocidad, el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu}$$

Tenemos aproximadamente que la densidad es  $\rho = 1.205 \frac{Kg}{m^3}$ ,  $C_p = 1.005 \frac{KJ}{KgK}$  y

$$\mu = 1.84 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}$$

La longitud característica es la distancia del colector. Como los captadores son modulares, de manera que el sistema estándar consta de 8 colectores colocados en serie, tenemos una distancia de 20 m:

$$L_c = 20 \text{ m}$$

Por tanto el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{v \cdot l_c \cdot \rho}{\mu} = 2.07 \cdot 10^6$$

Como  $Re > 5 \cdot 10^5$  tenemos una capa límite turbulenta, que comenzará a una distancia  $x_c$ . Para hallar esta distancia despejamos a partir del número de Reynolds crítico:

$$Re_c = \frac{v \cdot x_c \cdot \rho}{\mu}$$

$$x_c = \frac{Re_c \cdot \mu}{v \cdot \rho} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 1.84 \cdot 10^{-5}}{1.59 \cdot 1.205} = 4.81 \text{ m}$$

Por lo que la transición a régimen turbulento comienza a partir de los 4.81 m.

Usamos las ecuaciones para capa límite mezclada:

EL número de Nusselt promedio es:

$$\overline{Nu_L} = \left( 0.037 Re_L^{\frac{4}{5}} - 871 \right) Pr^{\frac{1}{3}} = 2955.3$$

Y por tanto, el coeficiente de convección es:

$$Nu = \frac{h \cdot Lc}{k}$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{Lc} = 3.8 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Las pérdidas por efecto del viento en la cubierta serán:

$$G_{v,cu} = A_{cu} \cdot h_v \cdot (T_{cu} - T_a)$$

$$G_{v,cu} = \frac{2.3 \text{ m}^2}{2.5 \text{ m}^2} \cdot 3.8 \text{ W/m}^2\text{°C} \cdot (38.89 - 29.89)\text{°C} = 31.53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Donde } T_{cu} = \frac{T_{mf} + T_a}{2} = 38.89\text{°C}$$

Y las pérdidas en la caja:

$$G_{v,ca} = A_{ca} \cdot h_v \cdot (T_{ca} - T_a)$$

La temperatura de la caja la obtenemos mediante la ecuación de Newton para la transferencia de calor entre el aire exterior y la superficie de la caja como dijimos anteriormente. El coeficiente de transferencia de calor  $h_v$  es  $3.8 \frac{\text{W}}{\text{°C} \cdot \text{m}^2}$

$$\frac{k_{ais}}{e_{ais}} \cdot (T_{pl} - T_{ca}) = h_a \cdot (T_{ca} - T_a)$$

$$T_{ca} = 33.01\text{°C}$$

$$G_{v,ca} = \frac{3.39 \text{ m}^2}{2.5 \text{ m}^2} \cdot 3.8 \text{ W/m}^2\text{°C} \cdot (33.01 - 29.89)\text{°C} = 16.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Las pérdidas por efecto del viento son por tanto:

$$G_{viento} = 47.67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

### Pérdidas por calor almacenado

Como dijimos, las pérdidas por calor almacenado en los componentes será el producto de su masa por el calor específico de cada componente y por la diferencia de temperatura del componente en cada intervalo de tiempo. Por tanto, la  $T_{ref}$  será siempre la temperatura de cada componente en el intervalo anterior al que vamos a calcular.

Las temperaturas de los componentes en el intervalo anterior, es decir en el intervalo de 11.50 horas a 12 horas, son:

$$T_{mf} = 47.36^{\circ}\text{C} \quad T_{cu} = 38.6^{\circ}\text{C} ; T_{ca} = 33.36^{\circ}\text{C} ; T_{aisl} = 40.39^{\circ}\text{C}$$

Donde la temperatura de la placa la asumimos igual a la temperatura media del fluido por haberlo tenido en cuenta en el cálculo de  $F'U_{co}$ .

Calculamos entonces el calor almacenado por cada uno de los componentes del colector a partir de la nueva temperatura  $t_{mf} = 47.89^{\circ}\text{C}$  :

Calor almacenado por el fluido térmico:

$$p_{a,ft} = m_{ft} \cdot C_{p,ft} \cdot (t_{mft} - T_{mf})$$
$$p_{a,ft} = 0.12 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 1.005 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} \cdot (47.89 - 47.36)^{\circ}\text{C} = 0.06 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}$$

Calor almacenado por la placa absorbente:

$$p_{a,pl} = m_{pl} \cdot C_{p,pl} \cdot (T_{pl} - T_{ref})$$
$$p_{a,pl} = 1.49 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 0.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} \cdot (47.89 - 47.36)^{\circ}\text{C} = 0.71 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}$$

Donde, como dijimos:

$$T_{pl} \approx t_{mf}$$

Calor almacenado por la cubierta:

$$p_{a,cu} = m_{cu} \cdot C_{p,cu} \cdot (T_{cu} - T_{ref})$$
$$p_{a,cu} = 9.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 0.67 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} \cdot (38.89 - 38.6)^{\circ}\text{C} = 1.8 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}$$

Donde la temperatura de la cubierta es:  $T_{cu} = (T_a + t_{mf}) \frac{1}{2} = 38.89^\circ\text{C}$

Calor almacenado por la caja:

$$p_{a,ca} = m_{ca} \cdot C_{p,ca} \cdot (T_{ca} - T_{ref})$$

$$p_{a,ca} = 3.19 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 0.46 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot (33.01 - 33.36)^\circ\text{C} = -0.5 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}$$

El valor negativo indica que la caja ha perdido calor.

Calor almacenado por el aislante:

$$p_{a,ais} = m_{ais} \cdot C_{p,ais} \cdot (T_{ais} - T_{ref})$$

$$p_{a,ais} = 1.84 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 0.84 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot (40.46 - 40.39)^\circ\text{C} = 0.1 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}$$

Donde:

$$T_{ais} = (T_{ca} + T_{mf}) \frac{1}{2} = 40.46^\circ\text{C}$$

Así pues, el calor almacenado por los componentes del colector en el intervalo de tiempo es:

$$p_{almacenado} = p_{a,pl} + p_{a,cu} + p_{a,ca} + p_{a,ais} + p_{a,ft} = 2.17 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Por tanto, } G_{almacenado} = \frac{p_{almacenado}}{\Delta T} = \frac{2.17 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2} \cdot 1000}{600\text{s}} = 3.62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Así pues, el nuevo calor útil es:

$$Q_u = F'(\tau\alpha)[G_T - G_{min}] - G_{viento} - G_{calor\ almacenado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$Q_u = 0.82[1008.4 - 105.6] - 47.67 - 3.62 = 689.01 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Esta potencia útil provoca una nueva temperatura de salida del colector de:

$$T_{sco} = T_a + \frac{Q_{util}}{d \cdot Q_s \cdot C_p} = 65.20^\circ\text{C}$$

Con lo que la nueva temperatura media es:  $t_{mf,1} = (T_a + T_{sco}) \frac{1}{2} = 47.55^\circ\text{C}$

Donde con el subíndice 1 indicamos que se trata de la temperatura media del fluido en la primera iteración. La diferencia de temperaturas entre ambas iteraciones es:

$$|t_{mf,1} - t_{mf}| = |47.55 - 47.89| = 0.34^\circ\text{C}.$$

Como la diferencia de temperaturas es superior a 0.1 procederíamos a una nueva iteración hasta que esta diferencia fuese menor. Esto se cumple en la tercera iteración, para la cual tenemos lo siguiente:

#### 7.10.1.2 TERCERA ITERACIÓN

En la tercera iteración tenemos que la diferencia de temperaturas entre la tercera y la segunda iteración es:  $|t_{mf,3} - t_{mf,2}| = |47.63 - 47.70| = 0.07 < 0.1$

#### Pérdidas en condiciones normalizadas

$$G_{min} = \frac{F'U_{co} \cdot (t_{mf} - T_a)}{F'(\tau\alpha)} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Donde:

$$F'U_{co} = a + b(T - T_a) = 4.2 \frac{W}{m^2^\circ\text{C}} + 0.034 \frac{W}{m^2^\circ\text{C}^2} (47.63 - 29.89)^\circ\text{C} = 4.80 \frac{W}{m^2^\circ\text{C}}$$

Así pues;

$$G_{min} = \frac{F'U_{co} \cdot (t_{mf} - T_a)}{F'(\tau\alpha)} = \frac{4.80 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (47.63 - 29.89)^\circ C}{0.82} = 103.98 \frac{W}{m^2}$$

Este es el umbral mínimo para que se produzca calor útil. Las pérdidas en potencia en condiciones de normalización son:

$$G_{cn} = F'(\tau\alpha) \cdot G_{min} = 85.26 \frac{W}{m^2}$$

En un intervalo de tiempo de 10 minutos, la energía perdida en condiciones normalizadas es:

$$p_{cn} = F'(\tau\alpha) \cdot G_{min} \cdot \Delta T = 51.16 \frac{KJ}{m^2}$$

### **Pérdidas por efecto del viento**

Las pérdidas por efecto del viento en la cubierta serán:

$$G_{v,cu} = A_{cu} \cdot h_v \cdot (T_{cu} - T_a)$$

$$G_{v,cu} = 31.2 \frac{W}{m^2}$$

Y las pérdidas en la caja:

$$G_{v,ca} = A_{ca} \cdot h_v \cdot (T_{ca} - T_a)$$

$$G_{v,ca} = 15.97 \frac{W}{m^2}$$

Las pérdidas por efecto del viento son por tanto:

$$G_{viento} = 47.17 \frac{W}{m^2}$$

En un intervalo de 10 minutos, las pérdidas de energía debidas al viento serán:

$$p_v = G_{viento} \cdot \Delta T = 47.17 \frac{W}{m^2} \cdot 600s = 28.3 \frac{KJ}{m^2}$$

### **Pérdida por calor almacenado en los componentes**

$$p_a = m \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ref})$$

Calor almacenado por el fluido térmico:

$$p_{a,ft} = m_{ft} \cdot C_{p,ft} \cdot (t_{mft} - T_{mf})$$

$$p_{a,ft} = -0.01 \frac{KJ}{m^2}$$

Calor almacenado por la placa absorbente:

$$p_{a,pl} = m_{pl} \cdot C_{p,pl} \cdot (T_{pl} - T_{ref})$$

$$p_{a,pl} = 0.36 \frac{KJ}{m^2}$$

Calor almacenado por la cubierta:

$$p_{a,cu} = m_{cu} \cdot C_{p,cu} \cdot (T_{cu} - T_{ref})$$

$$p_{a,cu} = 1.22 \frac{KJ}{m^2}$$

Calor almacenado por la caja:

$$p_{a,ca} = m_{ca} \cdot C_{p,ca} \cdot (T_{ca} - T_{ref})$$

$$p_{a,ca} = -0.55 \frac{KJ}{m^2}$$

Calor almacenado por el aislante:

$$p_{a,ais} = m_{ais} \cdot C_{p,ais} \cdot (T_{ais} - T_{ref})$$

$$p_{a,ais} = -0.07 \frac{KJ}{m^2}$$

La energía perdida debido al calor almacenado por los componentes del colector es:

$$p_a = p_{a,pl} + p_{a,cu} + p_{a,ca} + p_{a,ais} + p_{a,ft} = 0.95 \frac{KJ}{m^2}$$



Y por tanto:

$$G_{almacenado} = \frac{p_{almacenado}}{\Delta T} = \frac{0.95 \frac{KJ}{m^2} \cdot 1000}{600s} = 1.58 \frac{W}{m^2}$$

### 7.10.1.3 RESULTADOS

Así pues tenemos que en el intervalo de tiempo que va desde las 12 horas hasta las 12.10 horas:

#### Potencia útil

$$Q_u = F'(\tau\alpha)[G_T - G_{min}] - G_{viento} - G_{calor almacenado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$Q_u = 0.82[1008.4 - 103.98] - 47.17 - 1.58 = \mathbf{692.88} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

#### Energía útil

$$q_u = Q_u \cdot \Delta T = \frac{692.88 \frac{W}{m^2} \cdot 600s}{\frac{1000 J}{KJ}} = \mathbf{415.73} \frac{KJ}{m^2}$$

#### Rendimiento instantáneo

$$\eta_{co(12h-12.10h)} = \frac{Q_u}{G_T} = \frac{692.88 \frac{W}{m^2}}{1008.4 \frac{W}{m^2}} = 0.687 \approx \mathbf{0.69}$$

#### Incremento de temperatura

$$\Delta Temp = \frac{G_{util}}{d \cdot Q \cdot C_p} = \mathbf{35.51}^{\circ}\text{C}$$

## 7.11 COMPARACIÓN DE RESULTADOS

Vamos a comparar los resultados obtenidos con los que nos ofrece el catálogo técnico de los colectores Jumbo. Debemos tener en cuenta que el rendimiento dado por la curva de normalización no tiene en cuenta las pérdidas por efecto del viento ni por el calor almacenado en los componentes, por lo que esas pérdidas no las tendremos en cuenta para calcular nuestro rendimiento. Así pues, queda:

La irradiancia media en este intervalo es de

$$G_T = 1008.4 \frac{W}{m^2}$$

La potencia útil sin tener en cuenta las pérdidas por efecto del viento ni calor almacenado, que llamaremos como  $Q_{u,cn}$  es:

$$Q_{u,cn} = F'(\tau\alpha)[G_T - G_{min}]$$

$$Q_{u,cn} = 0.82[1008.4 - 103.98] = 741.62 \frac{W}{m^2}$$

El rendimiento del colector sería:

$$\eta_{co,cn} = \frac{Q_{u,cn}}{G_T} = \frac{741.62 \frac{W}{m^2}}{1008.4 \frac{W}{m^2}} = 0.73$$

La temperatura media del fluido es de:

$$t_{mf} = 47.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por tanto, la diferencia de temperaturas entre el fluido y el ambiente es:

$$t_{mf} - T_a = (47.63 - 29.89)^\circ\text{C} = 17.74^\circ\text{C}$$

Con estos datos, vamos a la curva de rendimiento del colector.

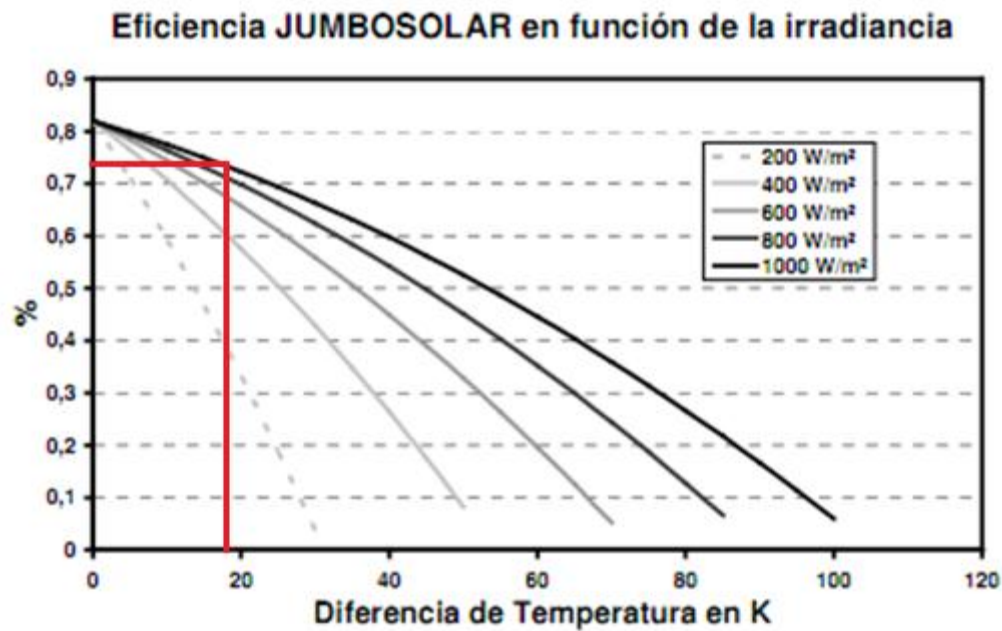


Figura 7.11: Curva de normalización del colector solar Jumbo (Fuente: Grammer Solar)

Tenemos que aproximadamente, el rendimiento teórico sería para una diferencia de temperaturas de  $t_{mf} - T_a = 17.74^\circ\text{C}$  y una irradiancia de aproximadamente  $1008 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$  el rendimiento instantáneo es 0.74 aproximadamente, valor muy próximo al obtenido.

## 7.12 ENERGÍA ÚTIL DIARIA

Si hacemos este proceso a lo largo de todo el día obtenemos la siguiente tabla:

Hora	Energía incidente $I_T(\frac{KJ}{m^2})$	Energía útil $q_u(\frac{KJ}{m^2})$	Rendimiento $\eta$	Incremento de temperatura
6,67	0,00	0,00	0,00	0,00
6,83	14,60	8,20	0,56	0,70
7,00	24,97	14,93	0,60	1,28
7,17	32,30	18,93	0,59	1,62
7,33	35,52	21,30	0,60	1,82
7,50	39,20	26,20	0,67	2,24
7,67	42,44	29,59	0,70	2,53
7,83	48,25	32,49	0,67	2,78
8,00	79,29	53,25	0,67	4,55
8,17	179,70	110,80	0,62	9,46
8,33	201,05	130,01	0,65	11,11
8,50	121,46	86,40	0,71	7,38
8,67	155,15	106,03	0,68	9,06
8,83	173,85	114,82	0,66	9,81
9,00	222,03	142,08	0,64	12,14
9,17	319,28	203,46	0,64	17,38
9,33	342,69	227,96	0,67	19,47
9,50	370,61	251,72	0,68	21,50
9,67	393,45	268,66	0,68	22,95
9,83	414,11	285,28	0,69	24,37
10,00	433,73	299,51	0,69	25,59
10,17	453,30	318,53	0,70	27,21
10,33	472,48	329,99	0,70	28,19
10,50	490,15	338,96	0,69	28,95
10,67	506,67	350,55	0,69	29,94
10,83	508,94	354,89	0,70	30,32
11,00	540,86	378,39	0,70	32,32
11,17	578,05	392,55	0,68	33,53
11,33	585,14	398,27	0,68	34,02
11,50	593,07	408,30	0,69	34,88
11,67	590,12	413,84	0,70	35,35
11,83	593,10	411,74	0,69	35,17
12,00	605,03	415,73	0,69	35,51
12,17	611,14	421,64	0,69	36,02
12,33	610,02	426,61	0,70	36,44
12,50	606,59	418,43	0,69	35,74
12,67	596,67	420,51	0,70	35,92
12,83	557,03	390,43	0,70	33,35
13,00	566,51	395,57	0,70	33,79

13,17	560,81	393,71	0,70	33,63
13,33	501,87	353,48	0,70	30,20
13,50	458,07	330,60	0,72	28,24
13,67	491,77	344,04	0,70	29,39
13,83	510,15	350,54	0,69	29,94
14,00	362,55	273,56	0,75	23,37
14,17	250,33	197,28	0,79	16,85
14,33	380,43	257,94	0,68	22,03
14,50	523,67	345,84	0,66	29,54
14,67	500,96	354,31	0,71	30,27
14,83	418,53	295,65	0,71	25,25
15,00	390,10	281,56	0,72	24,05
15,17	416,55	285,15	0,68	24,36
15,33	396,80	282,85	0,71	24,16
15,50	367,47	258,74	0,70	22,10
15,67	343,27	250,79	0,73	21,42
15,83	319,58	231,42	0,72	19,77
16,00	294,14	213,18	0,72	18,21
16,17	268,99	193,32	0,72	16,51
16,33	242,30	176,00	0,73	15,03
16,50	200,60	148,53	0,74	12,69
16,67	153,19	117,20	0,77	10,01
16,83	120,05	93,02	0,77	7,95
17,00	93,67	73,97	0,79	6,32
17,17	68,82	56,05	0,81	4,79
17,33	49,92	41,23	0,83	3,52
17,50	41,49	33,78	0,81	2,89
17,67	33,48	26,35	0,79	2,25
17,83	23,62	20,09	0,85	1,72

*Tabla 7.12: Energía útil para el día 15 de septiembre*

De esta manera tenemos:

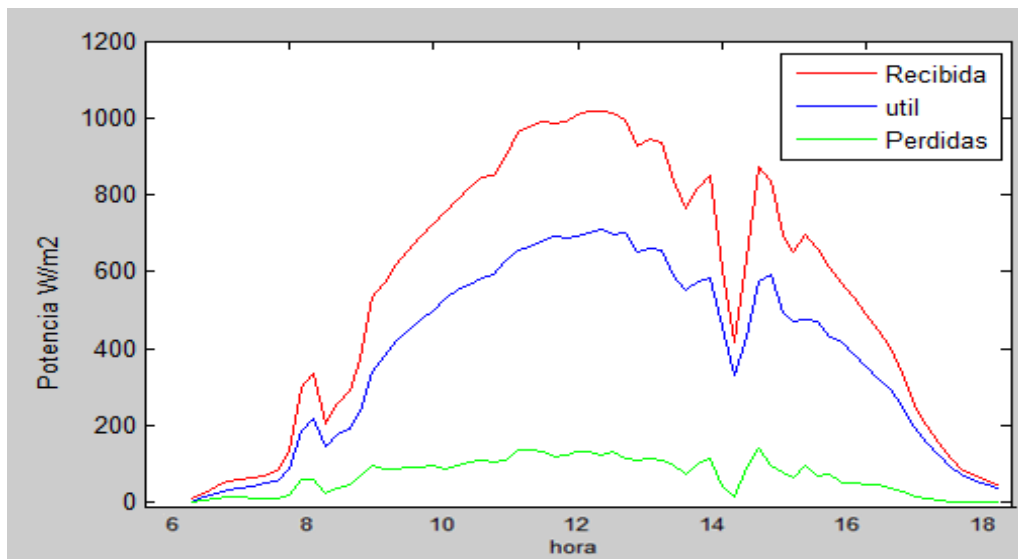


Figura 7.12.1 Radiación solar recibida, pérdidas y útil para el día 15 de septiembre

Como vimos en el apartado de radiación, la energía incidente sobre el colector será el área encerrada por la curva roja, y su valor es:

$$I_{T,dia} = 22499 \frac{KJ}{m^2}$$

La energía útil es el área encerrada por la curva azul, su valor es  $(q_{u,dia})_n = 15702 \frac{KJ}{m^2}$

como ahora comprobaremos.

Las pérdidas a lo largo del día son las siguientes:

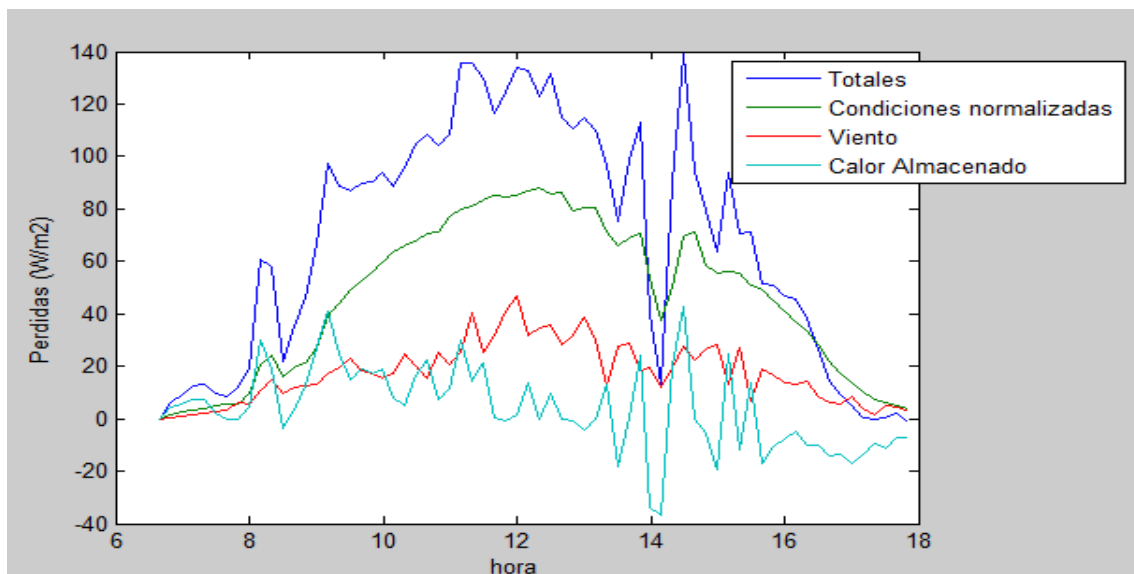


Figura 7.12.2 Pérdidas totales, en condiciones normalizadas, viento y calor almacenado para el 15 de septiembre

De la misma manera, el área encerrada por cada una indica la energía perdida.

Podemos ver que las pérdidas por calor almacenado pueden ser negativas, esto indica que en algunos momentos los componentes del colector no están almacenando calor, sino cediéndolo al colector.

Pérdidas en condiciones normalizadas:

$$p_{cn} = 1874 \frac{KJ}{m^2}$$

Pérdidas por efecto del viento:

$$p_{viento} = 711 \frac{KJ}{m^2}$$

Pérdidas por calor almacenado:

$$p_{almacenado} = 162 \frac{KJ}{m^2}$$

De esta manera, el balance energético diario queda:

**Energía incidente sobre el colector**

$$I_{T,dia} = 22499 \frac{KJ}{m^2}$$

De esta energía, la captada por el absorbedor es:

$$I_{T,dia} \cdot F'(\tau\alpha) = 18449 \frac{KJ}{m^2}$$

Restándole las pérdidas en condiciones normalizadas, viento y calor almacenado, queda que la energía útil final es:

$$(q_{u,dia})_n = I_{T,dia} \cdot F'(\tau\alpha) - p_{cn} - p_{viento} - p_{almacenado} = 15703 \frac{KJ}{m^2}$$

Como dijimos, esta energía útil se ha hallado suponiendo que los rayos inciden perpendiculares al colector. Para hallar la energía útil real del colector debemos multiplicar el valor anterior por el factor geométrico  $K_\theta$ . Así pues, **la energía útil final** será:

$$q_{util,dia} = (q_{util,dia})_n \cdot K_\theta = 14761 \frac{KJ}{m^2}$$

**El rendimiento medio diario será:**

$$\eta_{co,diario} = \frac{\int Q_u \cdot dt}{A_c \cdot \int G_T \cdot dt} = \frac{q_{u,dia}}{I_T} = \frac{14760 \frac{KJ}{m^2}}{22499 \frac{KJ}{m^2}} = 0.656 \approx \mathbf{0.66}$$

## 8 DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN

Al no existir ninguna normativa que nos indique la cantidad mínima de energía que la instalación debe aportar, podemos escoger entre un amplio rango de superficies de captación.

En este tipo de instalaciones de colectores solares para secado de granos, la energía suministrada por los colectores suele ser pequeña en relación a la necesaria para el secado.

Para calcular la fracción solar de nuestra instalación debemos calcular primero la energía absorbida y perdida por el captador mes a mes y la carga calorífica mensual.

### 8.1 CALOR ÚTIL Y PÉRDIDAS DURANTE EL SECADO

#### SEPTIEMBRE

Día	Energía (KJ/m <sup>2</sup> )		Pérdidas (KJ/m <sup>2</sup> )			Energía útil (KJ/m <sup>2</sup> )		$\eta$
	Incidente $I_T$	Captada $I_T \cdot F'(\tau\alpha)$	Condiciones normalizadas $p_{cn}$	Viento $p_v$	Calor almacenado $p_{almacenado}$	$(q_{u,dia})_n$	$q_{util,dia}$	
15	22499	18449	1874	711	162	15703	14761	0,66
16	11472	9407	935	348	6	8118	7630	0,67
17	18124	14861	1530	524	14	12794	12026	0,66
18	18087	14831	1496	525	73	12738	11973	0,66
19	25350	20787	2132	723	118	17814	16745	0,66
20	25350	20787	2132	723	118	17814	16745	0,66
21	24688	20244	2090	649	117	17388	16345	0,66
22	10206	8369	811	407	63	7088	6663	0,65
23	10104	8127	798	396	61	7067	6643	0,65
24	21301	17467	1732	1006	80	14649	13770	0,65
25	25348	20785	2098	1162	94	17430	16384	0,65
26	28700	23534	2398	1190	120	19827	18637	0,65
27	26420	21665	2228	782	144	18511	17400	0,66
28	27207	22310	2306	743	150	19111	17965	0,66
29	26359	21614	2205	876	164	18369	17267	0,66
30	26296	21563	2189	965	146	18263	17167	0,65
							228141	

Tabla 8.1.1: Energía incidente, pérdidas, energía útil y rendimiento del colector en septiembre



# OCTUBRE

Energía (KJ/m <sup>2</sup> )		Pérdidas (KJ/m <sup>2</sup> )			Energía útil (KJ/m <sup>2</sup> )		$\eta$
Día	Incidente $I_T$	Captada $I_T \cdot F'(\tau\alpha)$	Condiciones normalizadas $p_{cn}$	Viento $p_v$	Calor almacenado $p_{almacenado}$	$(q_{u,dia})_n$	
1	27557	22597	2319	935	144	19198	0,65
2	27288	22376	2294	948	149	18984	0,65
3	10885	8926	864	433	82	7546	0,65
4	21387	17538	1755	861	82	14839	0,65
5	27521	22567	2325	884	154	19205	0,66
6	27778	22778	2348	855	162	19413	0,66
7	17406	14273	1432	650	88	12103	0,65
8	16848	13816	1391	616	87	11722	0,65
9	1673	1372	130	49	-8	1201	0,67
10	20064	16452	1698	546	66	14141	0,66
11	10400	8528	845	232	64	7387	0,67
12	13682	11219	1085	701	88	9345	0,64
13	24244	19880	2036	800	108	16936	0,66
14	26395	21644	2255	603	119	18666	0,66
15	27492	22543	2350	687	127	19379	0,66
16	27938	22909	2349	1067	123	19370	0,65
17	28343	23242	2375	1152	102	19613	0,65
18	28720	23551	2398	1288	145	19719	0,65
19	27895	22874	2376	784	179	19535	0,66
20	27818	22811	2389	625	184	19613	0,66
21	26792	21969	2269	826	167	18708	0,66
22	18742	15369	1554	463	157	13196	0,66
23	24852	20378	2126	560	129	17563	0,66
24	25262	20715	2151	647	143	17773	0,66
25	25696	21071	2077	1752	18	17224	0,63
26	27449	22508	2329	848	213	19118	0,65
27	26501	21731	2265	634	199	18633	0,66
28	14823	12155	1231	282	129	10514	0,67
29	17067	13995	1418	617	95	11864	0,65
30	3746	3072	294	104	8	2665	0,67
31	13666	11206	1092	772	40	9303	0,64
							436608

Tabla 8.1.2: Energía incidente, pérdidas, energía útil y rendimiento del colector en octubre

NOVIEMBRE

Día	Energía (KJ/m <sup>2</sup> )		Pérdidas (KJ/m <sup>2</sup> )			Energía útil(KJ/m <sup>2</sup> )		$\eta$
	Incidente $I_T$	Captada $I_T \cdot F'(\tau\alpha)$	Condiciones normalizadas $p_{cn}$	Viento $p_v$	Calor almacenado $p_{almacenado}$	$(q_{u,dia})_n$	$q_{util,dia}$	
1	18063	14812	1470	1045	46	12252	11517	0,64
2	25895	21234	2149	1218	95	17772	16706	0,65
3	24910	20427	2119	643	168	17497	16447	0,66
4	25114	20593	2137	649	148	17661	16601	0,66
5	24430	20033	2082	593	127	17230	16196	0,66
6	23040	18893	1952	571	126	16243	15269	0,66
7	10423	8547	850	291	59	7347	6906	0,66
8	3457	2834	251	229	56	2298	2160	0,62
9	20433	16755	1682	1081	35	13957	13120	0,64
10	16379	13431	1345	757	52	11277	10601	0,65
11	20702	16975	1707	838	134	14296	13438	0,65
12	12927	10600	1087	239	94	9180	8629	0,67
13	5263	4316	413	100	80	3724	3500	0,67
14	3535	2899	270	59	61	2508	2358	0,67
15	17487	14339	1437	794	79	12028	11306	0,65
16	21065	17273	1790	508	107	14869	13977	0,66
17	5316	4359	420	185	54	3700	3478	0,65
18	17460	14318	1449	522	81	12265	11529	0,66
19	8889	7289	732	193	77	6286	5909	0,66
20	13382	10973	1130	430	33	9379	8817	0,66
21	15384	12615	1263	756	58	10537	9905	0,64
22	15711	12883	1312	476	65	11030	10369	0,66
23	16415	13461	1386	393	119	11562	10868	0,66
24	21547	17669	1815	638	121	15095	14190	0,66
25	18965	15552	1596	542	114	13300	12502	0,66
26	22332	18312	1836	1175	103	15198	14287	0,64
27	12809	10504	1018	633	83	8770	8244	0,64
28	18990	15572	1588	646	107	13231	12437	0,65
29	1731	1419	127	82	37	1174	1103	0,64
30	5458	4476	437	132	47	3859	3628	0,66
							305996	

Tabla 8.1.3: Energía incidente, pérdidas, energía útil y rendimiento del colector en noviembre.

# DICIEMBRE

	Energía (KJ/m²)		Pérdidas (KJ/m²)			Energía útil(KJ/m²)		
Día	Incidente $I_T$	Captada $I_T \cdot F'(\tau\alpha)$	Condiciones normalizadas $p_{cn}$	Viento $p_v$	Calor almacenado $p_{almacenado}$	$(q_{u,dia})_n$	$q_{util,dia}$	$\eta$
1	6105	5006	472	307	37	4190	3939	0,65
2	15480	12693	1269	726	74	10624	9987	0,65
3	23254	19068	1968	785	90	16225	15251	0,66
4	22055	18085	1862	853	97	15273	14357	0,65
5	2264	1857	170	93	34	1560	1466	0,65
6	12107	9928	964	697	55	8212	7720	0,64
7	2125	1742	158	108	21	1455	1368	0,64
8	2161	1772	170	45	-3	1560	1466	0,68
9	6752	5537	523	269	73	4671	4391	0,65
10	16515	13542	1365	585	94	11499	10809	0,65
11	3460	2837	268	110	21	2438	2291	0,66
12	6869	5633	552	174	54	4852	4561	0,66
13	5909	4845	469	103	73	4199	3947	0,67
14	20388	16718	1689	913	91	14026	13184	0,65
15	22268	18260	1788	1569	52	14851	13959	0,63
16	22477	18431	1827	1342	117	15145	14236	0,63
17	24754	20298	2128	642	136	17392	16349	0,66
18	12174	9983	999	493	108	8382	7879	0,65
19	7503	6152	597	180	130	5245	4930	0,66
20	10062	8251	828	311	48	7064	6640	0,66
21	3762	3085	296	101	40	2649	2490	0,66
22	4359	3574	332	280	-2	2964	2787	0,64
23	4201	3444	314	339	-13	2805	2637	0,63
24	19877	16299	1650	854	70	13724	12901	0,65
25	20289	16637	1723	599	91	14225	13371	0,66
26	22895	18774	1978	435	126	16235	15261	0,67
27	23224	19044	1980	679	111	16274	15298	0,66
28	10595	8688	847	339	109	7393	6949	0,66
29	14908	12225	1204	607	118	10295	9678	0,65
30	2524	2070	188	82	79	1721	1618	0,64
31	5886	4827	470	102	55	4199	3947	0,67
							245666	

Tabla 8.1.4: Energía incidente, pérdidas, energía útil y rendimiento del colector en diciembre

# ENERO

	Energía (KJ/m²)		Pérdidas (KJ/m²)			Energía útil(KJ/m²)		
Día	Incidente $I_T$	Captada $I_T \cdot F'(\tau\alpha)$	Condiciones normalizadas $p_{cn}$	Viento $p_v$	Calor almacenado $p_{almacenado}$	$(q_{u,dia})_n$	$q_{util,dia}$	$\eta$
1	7071	5798	530	520	52	4695	4413	0,62
2	3438	2819	270	48	40	2460	2313	0,67
3	6442	5282	523	151	37	4572	4297	0,67
4	1808	1482	134	65	47	1236	1162	0,64
5	2357	1933	185	35	23	1690	1589	0,67
6	9837	8067	784	540	5	6738	6333	0,64
7	1180	968	85	113	-17	787	740	0,63
8	22935	18807	1724	2694	34	14355	13494	0,59
9	13054	10704	1044	622	51	8987	8448	0,65
10	6351	5208	498	246	58	4406	4142	0,65
11	12213	10015	1021	349	55	8590	8075	0,66
12	854	700	64	28	13	595	560	0,66
13	1961	1608	151	36	28	1393	1309	0,67
14	9491	7783	721	706	42	6313	5934	0,63
15	11396	9345	934	217	78	8116	7629	0,67
16	3902	3199	305	54	59	2781	2614	0,67
17	2817	2310	217	77	35	1981	1862	0,66
18	12039	9872	979	347	79	8467	7959	0,66
19	1638	1343	124	40	34	1145	1076	0,66
20	13871	11374	1106	722	80	9466	8898	0,64
21	11445	9385	935	292	86	8072	7588	0,66
22	5515	4522	439	116	49	3917	3682	0,67
23	10644	8728	842	555	45	7287	6849	0,64
24	16005	13124	1312	774	71	10967	10309	0,64
25	24407	20014	1959	1758	81	16216	15243	0,62
26	21224	17403	1669	1771	88	13876	13043	0,61
27	10768	8830	825	768	32	7204	6772	0,63
28	26262	21535	2260	562	151	18562	17448	0,66
29	23969	19655	2016	786	136	16716	15713	0,66
30	23046	18897	1914	1008	109	15866	14914	0,65
31	16225	13304	1340	657	103	11204	10532	0,65
							214939	

Tabla 8.1.5: Energía incidente, pérdidas, energía útil y rendimiento del colector en diciembre

## FEBRERO

	Energía (KJ/m <sup>2</sup> )		Pérdidas (KJ/m <sup>2</sup> )			Energía útil(KJ/m <sup>2</sup> )		
Día	Incidente $I_T$	Captada $I_T \cdot F'(\tau\alpha)$	Condiciones normalizadas $p_{cn}$	Viento $p_v$	Calor almacenado $p_{almacenado}$	$(q_{u,dia})_n$	$q_{util,dia}$	$\eta$
1	26838	22007	2194	1617	101	18095	17009	0,63
2	25961	21288	2206	783	135	18165	17075	0,66
3	24141	19796	2052	670	172	16902	15888	0,66
4	4473	3668	349	121	45	3154	2964	0,66
5	19806	16241	1584	1384	42	13231	12437	0,63
6	23298	19104	1909	1200	97	15898	14945	0,64
7	9178	7526	738	190	90	6509	6118	0,67
8	6505	5334	512	308	35	4479	4210	0,65
9	10028	8223	787	522	35	6879	6466	0,64
10	15785	12943	1301	449	81	11111	10445	0,66
11	20617	16906	1613	1610	54	13630	12812	0,62
12	21567	17685	1793	811	94	14987	14088	0,65
13	22446	18406	1807	1365	94	15140	14232	0,63
14	23084	18929	1910	934	114	15971	15012	0,65
15	2136	1752	161	111	6	1475	1386	0,65
							165087	

Tabla 8.1.6: Energía incidente, pérdidas, energía útil y rendimiento del colector en enero

## 8.2 CARGA CALORÍFICA MENSUAL

Como vimos en el apartado 5.2.4, la carga calorífica para el secado del grano era:

MES	Consumo específico (Kcal/h)	Consumo específico (KWh/h)	Horas al día	Días al mes	Consumo Mensual (KWh)
Septiembre	395349	459,79	11	15	75865
Octubre	591600	688,03	10	31	213289
Noviembre	788800	917,37	9	30	247690
Diciembre	1186047	1379,37	8,8	31	376292
Enero	1186047	1379,37	9	31	384845
Febrero	989400	1150,67	9,6	15	165696

Tabla 8.2: Carga calorífica mensual para el secado del grano

Donde las horas al día las hemos obtenido a través de los datos meteorológicos dados por la estación, y son las medias para cada mes.

### 8.3 SUPERFICIE DE CAPTACIÓN

La superficie de captación la vamos a establecer para que en el día más caluroso la energía suministrada por los colectores no supere la necesaria para el secado del maíz<sup>1</sup>. Tenemos que el día donde se produce máxima irradiación es el 18 de octubre. Para este día tenemos lo siguiente:

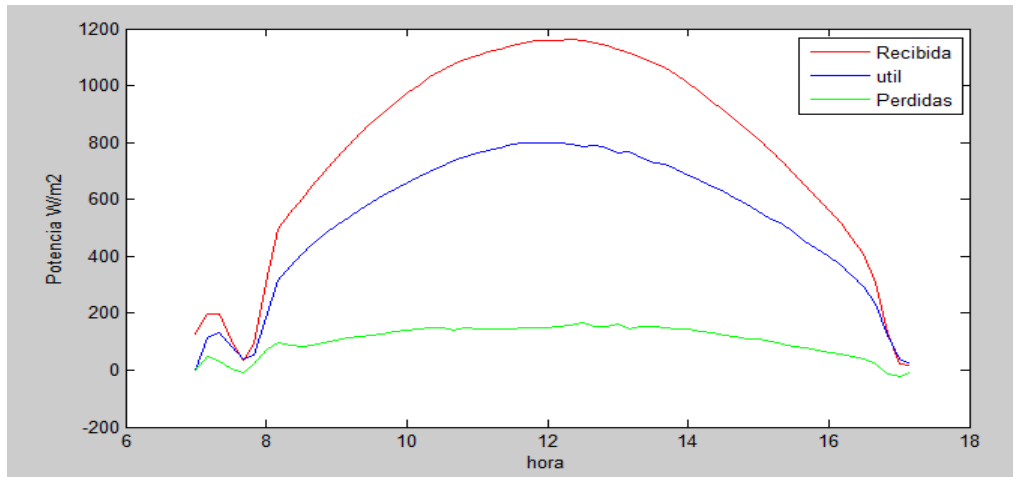


Figura 8.3: Potencia incidente, pérdidas y útil del colector solar el día 18 de octubre

La energía útil para este día es:

$$q_{util,dia} = 18536 \frac{KJ}{m^2}$$

Y la hora donde se recibe mayor calor útil, (de 11.5 horas a 12.5 horas) tenemos:

Hora	$q_{util}(KJ/m^2)$
11,5	475
11,67	478
11,83	480
12	480
12,17	480
12,33	477
	2871

Tabla 8.3: Energía útil en la hora de máxima irradiación durante la época de secado

El consumo específico de energía para el mes de octubre era:

$$Consumo\ específico = 688,03 \frac{KWh}{h}$$

<sup>1</sup> Aunque la máxima irradiación se produce para un día del mes de octubre, la energía necesaria para el secado es menor en el mes de septiembre. Esto se analiza en el tema 13.

Por tanto, para no aportar más energía que la necesaria para el secado, el área debería ser:

$$\text{Consumo específico} = q_{\text{util}} \cdot A_c$$

$$A_c = \frac{688 \text{ KWh/h} \cdot 3600 \text{ h/s}}{2871 \text{ KJ/m}^2} = 862 \text{ m}^2$$

Así pues, vamos a escoger un área inferior al calculado, escogemos finalmente un área de  $800 \text{ m}^2$ .

## 8.4 FRACCIÓN SOLAR

De los  $800 \text{ m}^2$  de superficie de colectores, la superficie útil es:

$$A_u = \frac{2.3 \text{ m}^2}{2.5 \text{ m}^2} \cdot 800 \text{ m}^2 = 736 \text{ m}^2$$

Donde los  $2.3 \text{ m}^2$  se refiere a la superficie de apertura y los  $2.5 \text{ m}^2$  a la superficie bruta del colector.

Vamos a calcular la fracción solar para este área de colectores solares.

Mes	Carga calorífica (KWh)	$q_{\text{util}}$ (KJ/m <sup>2</sup> )	$q_{\text{util}}$ (KWh/m <sup>2</sup> )	$q_{\text{util}} \cdot A_u$ (KWh)	f
Septiembre	75865	228141	63,37	46642	0,615
Octubre	213289	436608	121,28	89262	0,419
Noviembre	247690	305996	85,00	62559	0,252
Diciembre	376292	245666	68,24	50225	0,133
Enero	384845	214939	59,71	43943	0,114
Febrero	165696	165087	45,86	33751	0,204

Tabla 8.4: Fracción solar

La fracción solar durante el secado será<sup>2</sup>:

$$f = \frac{\sum \text{Carga calorífica} \cdot F_i}{\sum \text{Carga calorífica}} = 0,22$$

---

<sup>2</sup> En el cálculo de la fracción solar no se ha tenido en cuenta las pérdidas de calor en las tuberías, que calcularemos en el capítulo 11.

## 9 CONDUCTOS DE AIRE

### 9.1 CIRCULACIÓN DEL AIRE POR CONDUCTOS

Para conectar el aire caliente proveniente de los colectores con el quemador de la secadora necesitamos una serie de conductos. El fluir del aire por dichos conductos absorbe energía del ventilador que lo impulsa debido al roce con las paredes, los cambios de dirección o los obstáculos que se hallan a su paso. La rentabilidad de una instalación exige que se minimice esta parte de energía consumida.

Una masa de aire fluyendo en un tramo de tubería recta, con masa  $m$ , velocidad  $v$ , bajo una presión  $P$  y a una cierta altura  $z$  posee un contenido energético:

$$E_T = mgz + \left(\frac{1}{2}\right)mv^2 + m\frac{P}{\rho}$$

Donde:

$E_p = mgz$ : es la energía potencial, debido a la altura de dicha masa de aire

$E_c = \left(\frac{1}{2}\right)mv^2$ : es la energía cinética, debido a la velocidad de la masa de aire

$E_{pr} = m\frac{P}{\rho}$ : es la energía de presión, ya que el elemento está sometido a una presión absoluta  $P$ , por lo que sería capaz de producir un trabajo de valor  $m\frac{P}{\rho}$ .

La energía del sistema por unidad de masa será:

$$e_T = \frac{E_T}{m} = gz + \left(\frac{1}{2}\right)v^2 + \frac{P}{\rho}$$

La ecuación de Bernouilli indica que la energía total del sistema se conserva cuando la masa de control se desplaza por el conducto, en el caso ideal de considerar viscosidad nula (sin fricción), velocidad constante en toda la sección del conducto y variación nula de la temperatura. Sin embargo, en el caso de comportamiento real de un fluido, cuando éste circula entre dos puntos, existirá una pérdida de energía debido a la viscosidad, a la fricción con las paredes y a las turbulencias en la corriente de aire, que se transformará en calor.



Si el fluido se desplaza desde un punto 1 a un punto 2, tenemos que:

$$\left[ gz + \left( \frac{1}{2} \right) v^2 + \frac{P}{\rho} \right]_1 = \left[ gz + \left( \frac{1}{2} \right) v^2 + \frac{P}{\rho} \right]_2 + \Delta P_T$$

Donde  $\Delta P_T$  es la caída de presión entre los puntos 1 y 2 debida a la fricción del fluido con las paredes del conducto y a las irregularidades, como pueden ser codos, tes, aumentos etc.

Suponiendo que la temperatura dentro de los conductos no varía apreciablemente, la densidad del aire será  $(\rho_1 = \rho_2 = \rho)$ . Por tanto:

$$\left[ \rho gz + \left( \frac{1}{2} \right) \rho v^2 + P \right]_1 = \left[ \rho gz + \left( \frac{1}{2} \right) \rho v^2 + P \right]_2 + \Delta P_T$$

La diferencia de alturas es despreciable, ya que todos los conductos se encuentran a nivel del suelo, por tanto  $z_1 = z_2$ .

$$\left[ \left( \frac{1}{2} \right) \rho v^2 + P \right]_1 = \left[ \left( \frac{1}{2} \right) \rho v^2 + P \right]_2 + \Delta P_T$$

Donde:

$\left( \frac{1}{2} \right) \rho v^2$ : es la presión dinámica. A partir de ahora  $P_d$

$P$  : es la presión estática. Para no confundirnos con la presión total, a esta presión la llamaremos  $P_e$

La suma de la presión estática y presión dinámica nos da la presión total del fluido.

$$P_t = P_e + P_d$$

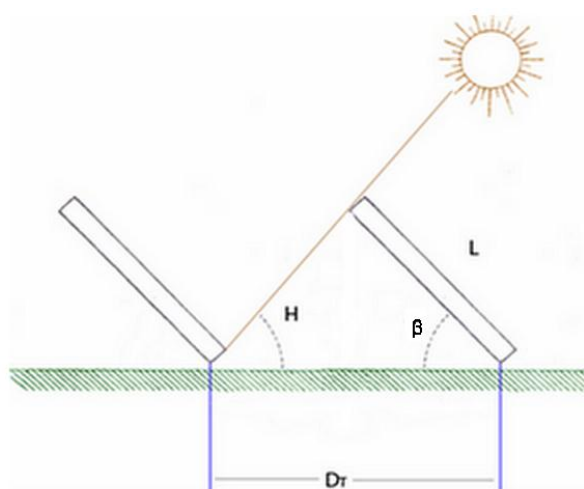
Cuando el fluido transita por un conducto se produce una pérdida de energía debido al roce de dicho fluido con las paredes y a las irregularidades que se manifiesta en una disminución de la presión total. Esta disminución de la presión total, llamada pérdida de carga, debe ser vencida por el ventilador. Como el consumo del ventilador es directamente proporcional a la presión total a la que trabaja, podemos decir que de no cuidar el diseño de los conductos podemos gastar mucha más energía de la necesaria.

Como la presión dinámica está relacionada con la velocidad del aire, dependiendo únicamente del caudal y del área de paso, se deduce que la disminución de presión afecta a la presión estática del aire, siendo ésta la que consideramos en los cálculos.

## 9.2 DISEÑO DE LOS CONDUCTOS DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

Como vimos en el apartado anterior, la superficie de colectores la establecimos en  $800\text{m}^2$ . El sistema que proponemos tiene como objetivo determinar el diámetro de los conductos. El procedimiento más corrientemente empleado para hallar el diámetro de las tuberías es el llamado de igual pérdida de carga para todo el proceso por unidad de longitud, es decir, por metro de conducción. Además debemos tener en cuenta una serie de aspectos, que son los siguientes:

- Distancia mínima entre colectores: La distancia mínima se realiza para el día 21 de Diciembre, que es el día más desfavorable.



$$D_T = L \left[ \text{sen } \beta \left( \frac{1}{\tan H} + \frac{1}{\tan \beta} \right) \right]$$

Donde:  $H = 90^\circ - \text{latitud}$

$$D_T = 1313 \text{ mm}$$

Figura 9.2.1: Distancia mínima entre colectores.(Fuente: Apuntes Energía Solar)

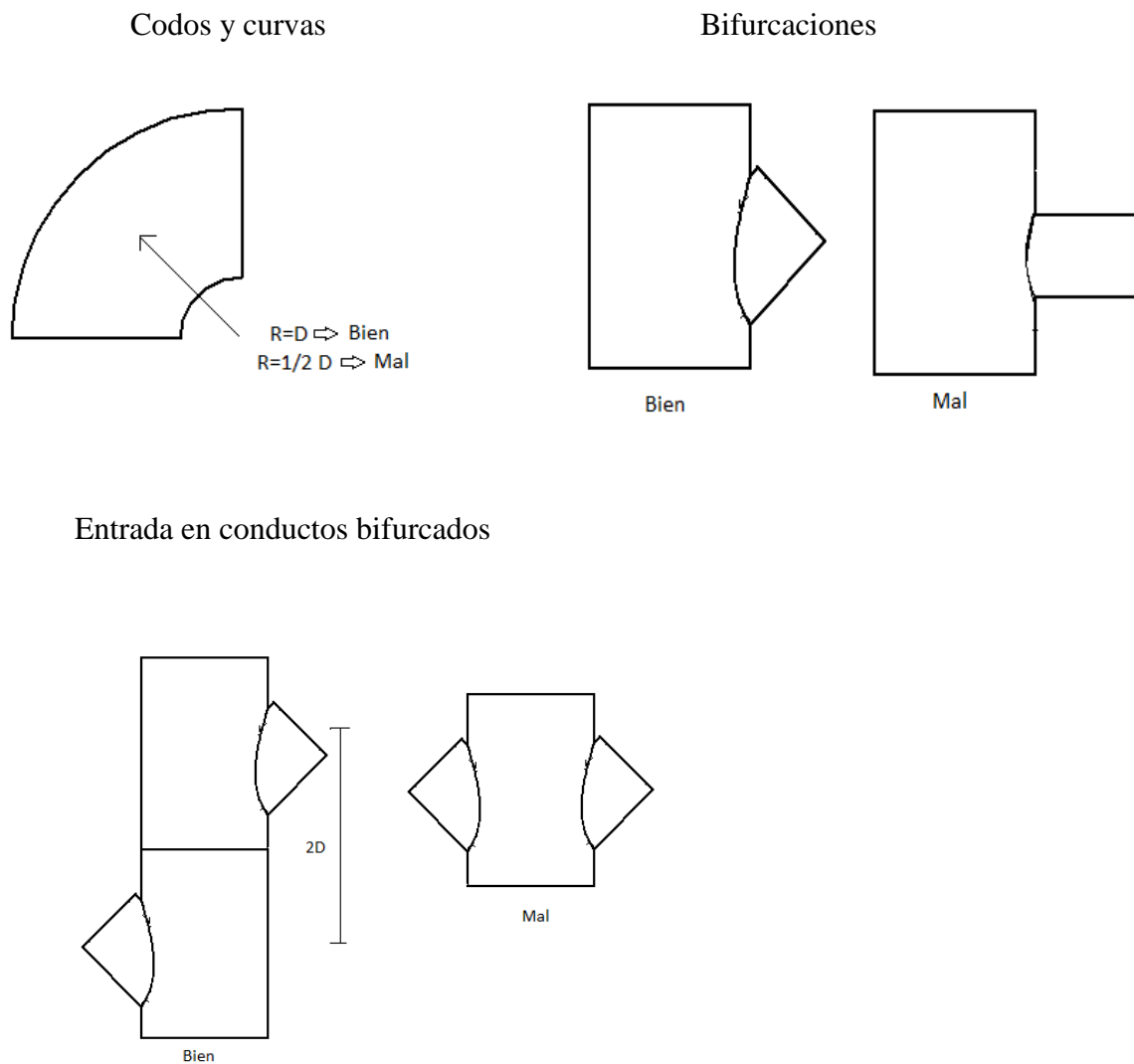
- La velocidad del aire queda limitada por la obligación de conservar unas dimensiones normales en los conductos, por una normativa de ambientación que no se debe sobrepasar y por acotar el ruido, pues a mayor velocidad más ruido.

	Velocidades recomendadas(m/s)			Velocidades máximas(m/s)		
	Viviendas	Edificios públicos	Edificios industriales	Viviendas	Edificios públicos	Edificios industriales
1. Tomas de aire exterior	2,5	2,5	2,5	4	4,5	6
2. Baterías de calefacción en los conductos	2,25	2,5	3	2,5	3	3,5
3. Salida de ventiladores	5,5-8	6,5-10	8,5-12	8,5	11	14
4. Conductos principales	3,5-4,5	5-6,5	6,5-9	6	8	11
5. Derivaciones intermedias	3	3-4,5	4,5-5,5	5	6,5	9
6. Derivaciones finales	2,5	3-3,5	4	4	6	8

Tabla 9.2: Velocidades recomendadas y máximas para diferentes edificios.

(Fuente: Ventilación Industrial)

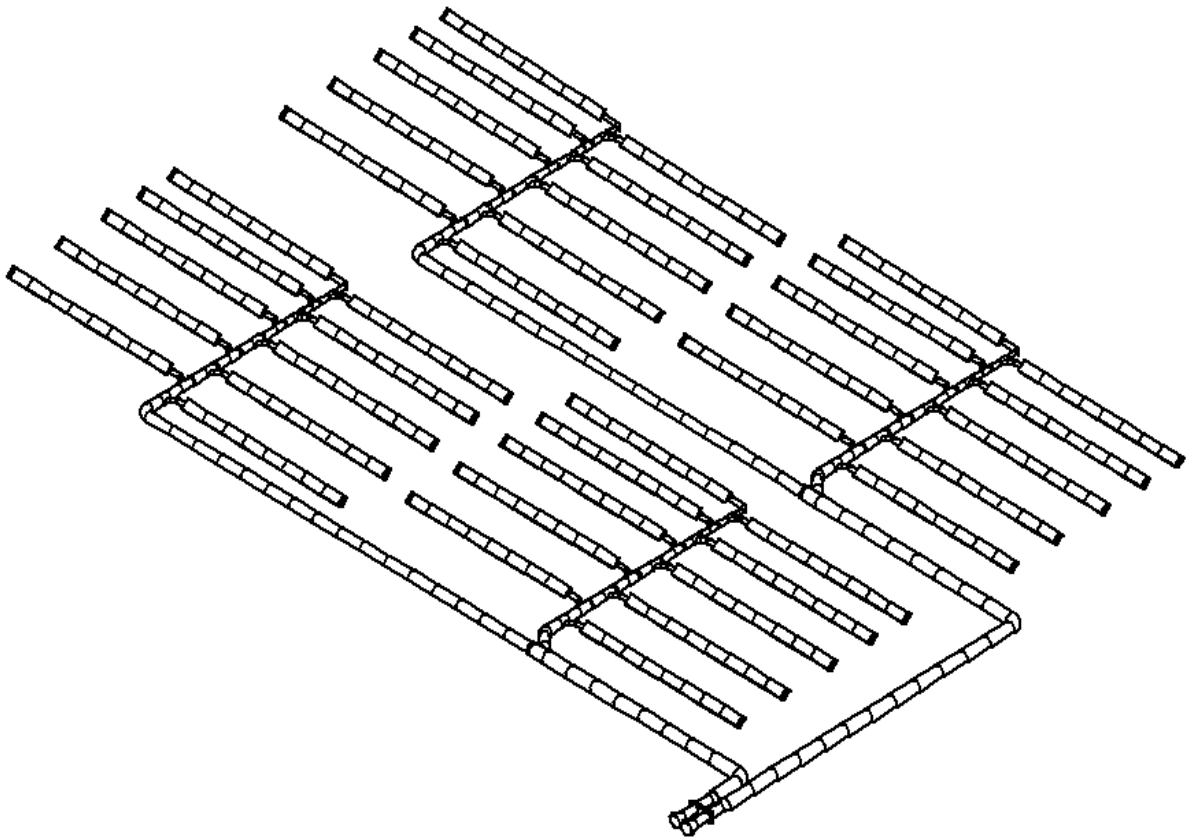
- Realización de las conexiones y montaje de conductos:



*Figura 9.2.2: Montaje de conductos(Fuente: Ventilación Industrial)*

- El diámetro del conducto debe ser, por norma y como mínimo, igual a las aberturas del ventilador.
- Se procurará reducir al máximo los cambios de dirección y, cuando se efectúen, se intentará que no sean bruscos, sino con radios de giro amplios.
- La salida del ventilador debe continuar con un tramo recto de longitud entre 1.5 y 2.5 veces la dimensión mayor de la boca del ventilador

Con todo esto, el diseño escogido es el siguiente:



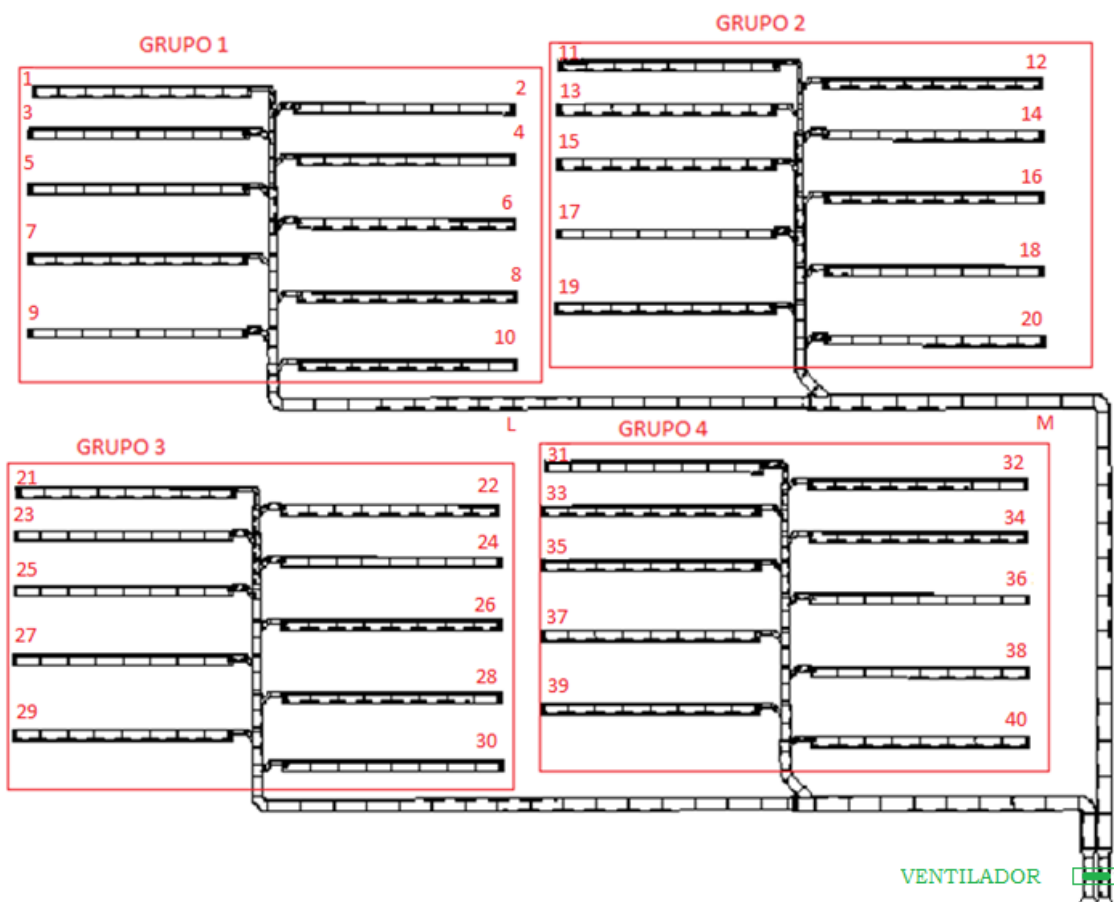
*Figura 9.2.3 Diseño de la instalación*

En nuestra instalación vamos a tener tramos rectos, codos, aumentos, reducciones y tes. Para los cálculos posteriores vamos a numerar cada uno de estos elementos de la siguiente manera:

- Hay cuatro grupos de colectores. Cada grupo los numeraremos del 1 al 4. Dentro de cada grupo hay 10 colectores estándar de  $20\text{m}^2$  cada uno, que serán numerados conforme al grupo al que pertenezcan, así pues en el grupo 1 estarán los colectores del 1 al 10, en el grupo 2 del 11 al 20, en el grupo 3 del 21 al 30, y en el grupo 4 del 31 al 40.
- Los tramos rectos de tubería los nombraremos con letras mayúsculas, de la A a la O.

- Los aumentos los nombraremos con apóstrofes en las letras mayúsculas, de esta manera, si ponemos C' hacemos referencia al aumento que se encuentra justo después del tramo recto C. Los aumentos irán siempre situados al final de un tramo recto y antes de las tes.
- Para unir los caudales de aire provenientes de los colectores con la rama principal utilizaremos tes simples a 45°. Las tes unen tramos rectos, por lo tanto si ponemos Te C-D será la te que une los tramos rectos C y D.
- Hay cuatro tipos de codos, que los nombraremos como a,b,c y d.

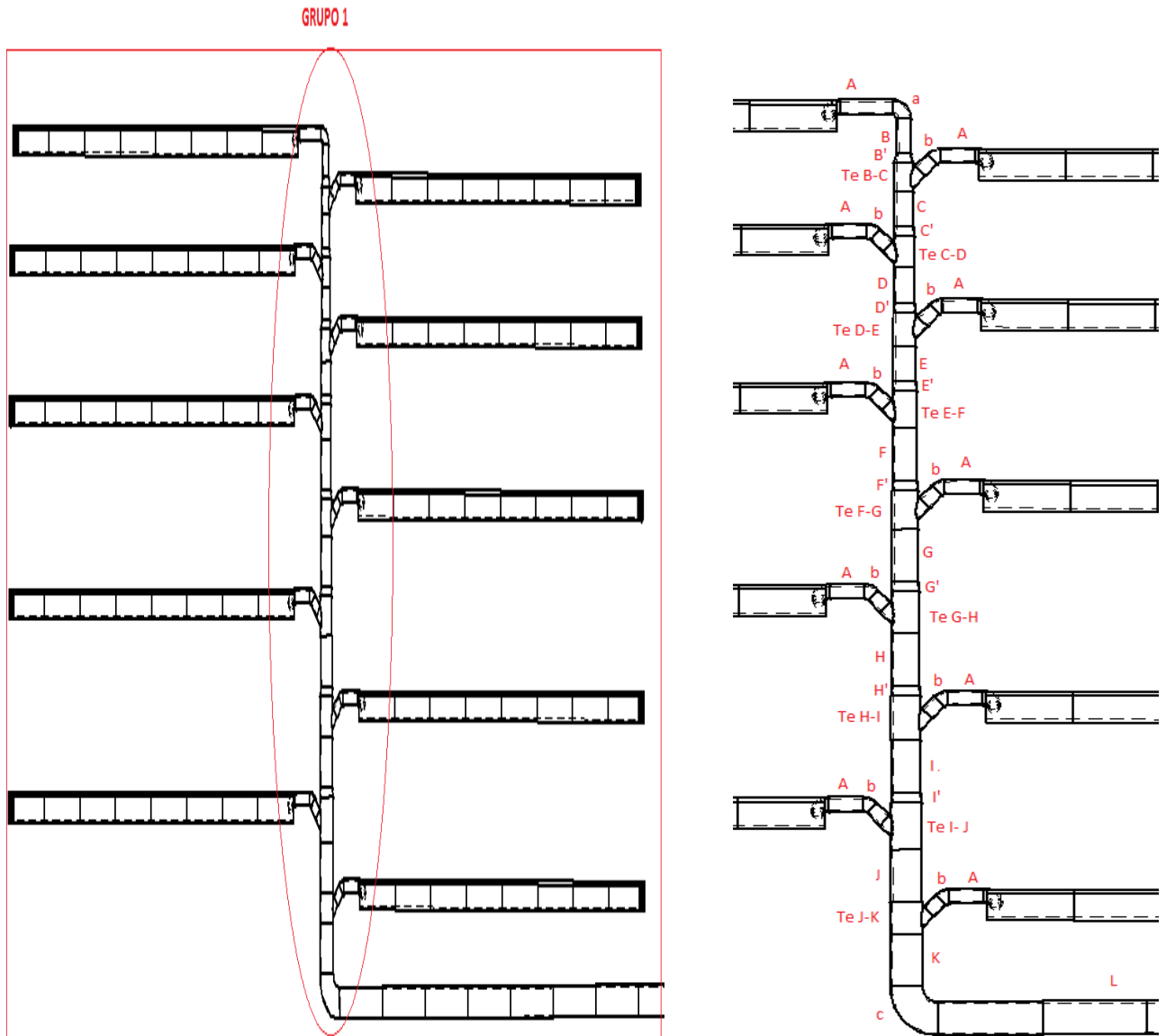
El esquema adoptado es el siguiente:



Como vemos, la instalación consta de cuatro “grupos” de colectores iguales, cada grupo lo forman 10 colectores estándar de 20 m<sup>2</sup> cada uno. Así pues en cada grupo hay 200 m<sup>2</sup> de superficie de captación, obteniendo por tanto una superficie de captación total de 800 m<sup>2</sup>.

Como hemos dicho los cuatro grupos de colectores son iguales. Vamos a ampliar el grupo 1 para aclarar los conceptos anteriormente mencionados:

Detalle del grupo 1



Como hemos visto, el caudal de aire que circula por cada colector estándar de  $20 \text{ m}^2$  es de  $1160 \text{ m}^3/\text{h}$ . Este caudal se irá mezclando con los caudales de los otros colectores de tal manera que al final de cada grupo de colectores tendremos un caudal de  $11600 \text{ m}^3/\text{h}$ . Los caudales de los grupos 1 y 2 se mezclarán dando lugar a un nuevo caudal de  $23200 \text{ m}^3/\text{h}$ , que mediante un ventilador impulsará dicho aire hasta el quemador. Lo mismo ocurre con los grupos 3 y 4, donde el caudal de aire final también será de  $23200 \text{ m}^3/\text{h}$  y será impulsado por un ventilador igual al anterior que impulsará dicho aire hasta el quemador. Tendremos por tanto dos ventiladores similares que impulsarán un caudal de  $23200 \text{ m}^3/\text{h}$  cada uno.

### 9.3 DIMENSIONADO DE LAS TUBERÍAS

Como hemos dicho vamos a utilizar el método de igual pérdida de carga para hallar las dimensiones de los conductos. La pérdida de carga por metro lineal la vamos a establecer en:

$$\frac{\Delta P}{m} = 0.5 \text{ Pa/m}$$

Por tanto, una vez tengamos el caudal que pasa por cada tramo de conducto y la pérdida de carga lineal que hemos establecido, nos dará el diámetro de la tubería.

Primero estableceremos los diámetros de las tuberías en los tramos rectos y luego los demás elementos de la instalación.

#### 9.3.1 Tramos rectos

El diámetro nominal a la salida del colector es de  $\varnothing = 315\text{mm}$ .

Tramo A:

Es el tramo justo a la salida de los colectores. Este tramo tiene una longitud de 1m. Como la salida de los colectores se realiza por medio de una conexión con diámetro nominal  $\varnothing_n = 315\text{mm}$  vamos a ver la pérdida de carga si no variamos este diámetro.

Caudal:  $Q = 1160 \text{ m}^3/\text{h}$

$\varnothing = 315\text{mm}$

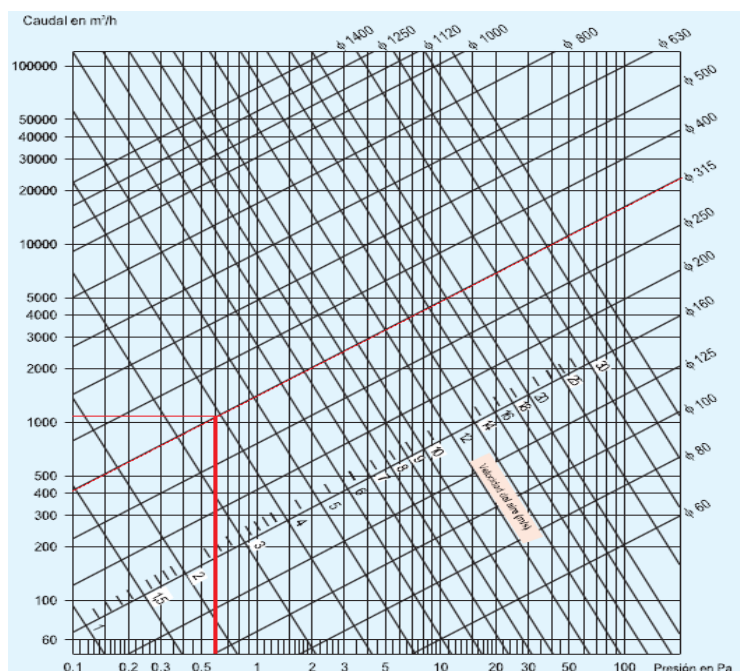


Figura 9.3.1: Pérdida de carga lineal en el tramo recto A

Si no variamos el diámetro la pérdida de carga lineal es de  $0.6 \text{ Pa/m}$ , por lo que es levemente superior a la establecida. Sin embargo, como la longitud de este tramo es muy pequeña (1m), no vamos a variar el diámetro. Como el tramo B tiene el mismo caudal y diámetro que el tramo A la pérdida de carga será la misma.

Así pues tenemos:

Tramo A :

$$Q_A = 1160 \text{ m}^3/h$$

$$\phi_A = 315 \text{ mm}$$

$$\frac{\Delta P_A}{m} = 0.6 \text{ Pa/m}$$

Tramo B :

$$Q_B = 1160 \text{ m}^3/h$$

$$\phi_B = 315 \text{ mm}$$

$$\frac{\Delta P_B}{m} = 0.6 \text{ Pa/m}$$

Tramo C:

Por el tramo C circula un caudal de  $2320 \text{ m}^3/h$ , ya que le llega el aire de dos colectores. Si no variásemos el diámetro de la tubería la pérdida de carga lineal estaría en torno a  $2.4 \text{ Pa/m}$ , muy superior a la establecida, por lo que debemos aumentar el diámetro para reducir la pérdida de carga hasta los valores establecidos. Como los diámetros de las tuberías están normalizados, debemos adaptarnos a dichos diámetros, por lo que no siempre tendremos una pérdida de carga lineal de  $0.5 \text{ Pa/m}$ .

TRAMO RECTO	$Q (\frac{\text{m}^3}{h})$	$\phi(\text{m})$	$\frac{\Delta P}{m}$
A	1160	315	0,6
B	1160	315	0,6
C	2320	450	0,4
D	3480	500	0,55
E	4640	550	0,55
F	5800	600	0,5
G	6960	650	0,5
H	8120	700	0,5
I	9280	750	0,45
J	10440	800	0,5
K	11600	850	0,4
L	11600	850	0,4
M	23200	1100	0,4
N	23200	800	1,6
O	23200	800	1,6

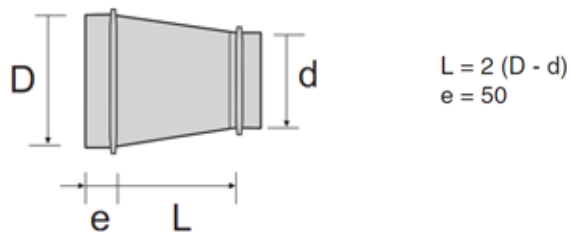
Tabla 9.3.1: Dimensiones del conducto para mantener la pérdida de carga en torno a  $0.5 \text{ Pa/m}$



### 9.3.2 Aumentos y Reducciones

Hemos visto que para mantener la pérdida de carga constante necesitamos aumentar paulatinamente los diámetros de las tuberías ya que cada vez circula mayor caudal de aire.

Para unir estas tuberías con distintos diámetros usamos aumentos y reducciones. Las reducciones se situaran al final de cada tramo recto y antes de las tes simples. Para nombrar los aumentos usamos apóstrofes, de tal manera que si ponemos por ejemplo B', indica el aumento que se encuentra justo después del tramo recto B.



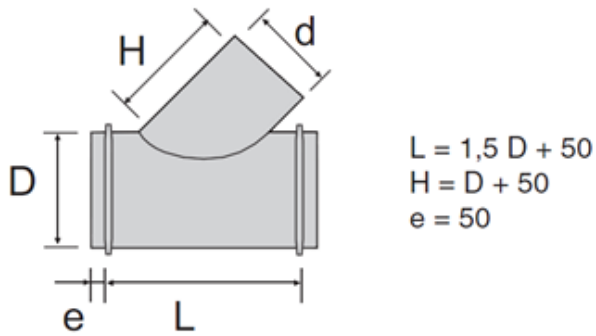
AUMENTOS	$d(mm)$	$D(mm)$	$L(mm)$
B'	315	450	270
C'	450	500	100
D'	500	550	100
E'	550	600	100
F'	600	650	100
G'	650	700	100
H'	700	750	100
I'	750	800	100
J'	800	850	100
L'	850	1100	500
O'	800	1300	1000

REDUCCIÓN	$d(mm)$	$D(mm)$	$L(mm)$
M'	800	1100	600

Tabla 9.3.2: Dimensiones de los aumentos y reducciones

### 9.3.3 Tes

Para unir los caudales de aire provenientes de los colectores con la rama principal utilizaremos tes simples a  $45^0$ . Estas tes unirán los distintos tramos rectos que ya hemos visto. El diámetro  $d$  siempre será el mismo, 315mm, ya que por este injerto va a llegar el aire de cada colector estándar. El diámetro  $D$  variará en función del diámetro de la tubería principal.



TES	$d(mm)$	$(mm)$	$L(mm)$
B-C	315	450	725
C-D	315	500	800
D-E	315	550	875
E-F	315	600	950
F-G	315	650	1025
G-H	315	700	1100
H-I	315	750	1125
I-J	315	800	1250
J-K	315	850	1325
L-M	850	1100	1700

Tabla 9.3.3: Dimensiones de las tes

## 10 CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA EN LOS CONDUCTOS Y SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Como hemos visto, la presión del aire necesaria para vencer la fricción en un conducto, que es la que determina el gasto de energía del ventilador, se le llama pérdida de carga. Vamos a encontrar dos tipos de pérdidas, las producidas en los tramos rectos del conducto, y las que se producen en las irregularidades, como son codos, tes y aumentos y reducciones. A continuación explicamos como calculamos cada una de estas pérdidas:

### 10.1 TRAMOS RECTOS

Como vimos anteriormente para el cálculo de la pérdida de carga en los tramos rectos de conducto vamos a recurrir a monogramas confeccionados, que son válidos para conducciones con la rugosidad corriente en materiales habitualmente usados. Así, para secciones circulares con un coeficiente de fricción de  $\lambda = 0.02$  (plancha de hierro galvanizada) tenemos el siguiente monograma:

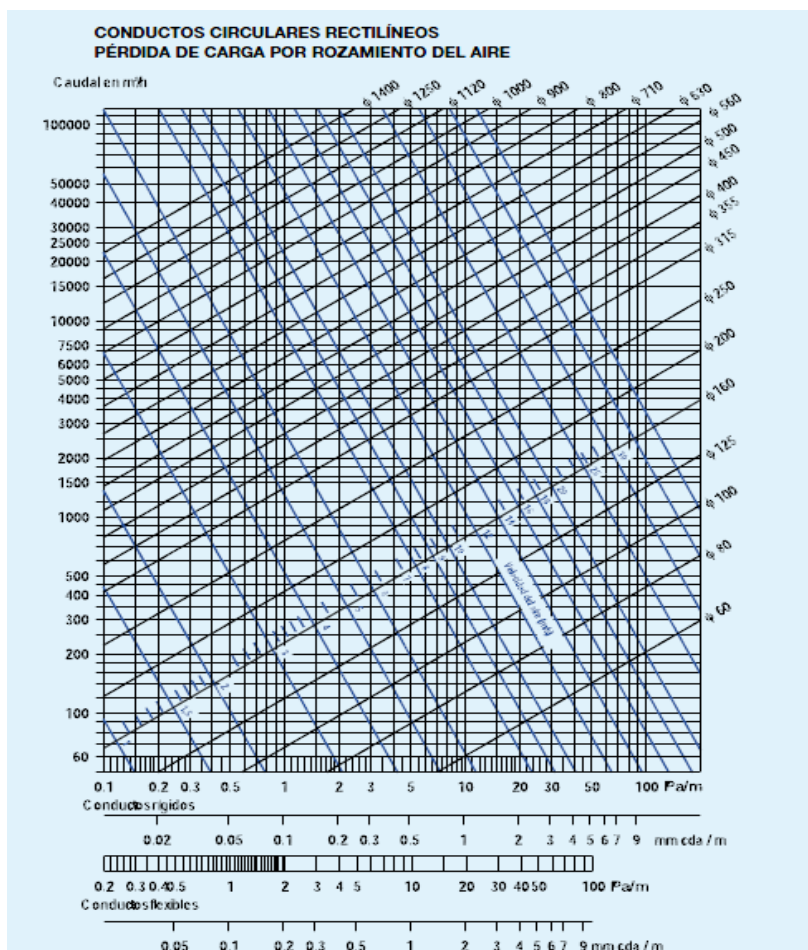


Figura 10.1: Pérdida de carga en conductos circulares (Fuente: Manual de ventilación Soler & Palau)

Tramo recto	Caudal (m3/h)	Diámetro(mm)	$\Delta P/m$ (Pa/m)	Longitud (m)	$\Delta P$ (Pa)
A	1160	315	0,6	1	0,6
B	1160	315	0,6	1	0,6
C	2320	450	0,4	1	0,4
D	3480	500	0,55	1	0,55
E	4640	550	0,55	1	0,55
F	5800	600	0,5	1,5	0,75
G	6960	650	0,5	1,5	0,75
H	8120	700	0,5	1,5	0,75
I	9280	750	0,45	1,5	0,675
J	10440	800	0,4	1,5	0,6
K	11600	850	0,4	1,5	0,6
L	11600	850	0,4	48	19,2
M	23200	1100	0,4	60	24
N	23200	800	1,6	1,5	2,4
O	23200	800	1,6	2	3,2

*Tabla 10.1: Pérdida de carga en los tramos rectos de los conductos*

## 10.2 ACCIDENTES EN LA CONDUCCIÓN

Las canalizaciones de aire no siempre se componen de tramos rectilíneos sino que a menudo se presentan accidentes en su trayectoria que obligan al uso de codos, desviaciones, entradas, salidas, obstáculos, etc., los cuales provocan una pérdida de carga adicional. En consecuencia, será necesario calcular las pérdidas de cada uno de tales accidentes y sumarlos a las de los tramos rectos.

Este método se basa en calcular la pérdida de carga de un elemento de la conducción en función de la presión dinámica del aire que circula y de unos coeficientes  $n$  de proporcionalidad, determinados experimentalmente para cada uno según su forma y dimensiones. Se parte de la base de que las pérdidas dinámicas son proporcionales a la presión dinámica como indica la siguiente expresión:

$$\Delta P_d = n \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \rho v_o^2 \text{ [Pa]}$$

Donde

$v_o$ : es la velocidad máxima del fluido en la irregularidad

Se obtienen las pérdidas por fricción que se originan tanto en los tramos rectos como en las singularidades, y por otro, las pérdidas dinámicas que se producen únicamente en las singularidades. Los accidentes que nos vamos a encontrar en nuestra instalación son aumentos, reducciones, tes y codos.

### 10.2.1 Pérdida de carga en aumentos y reducciones

Para los aumentos utilizaremos la siguiente gráfica para obtener el coeficiente  $n$ .

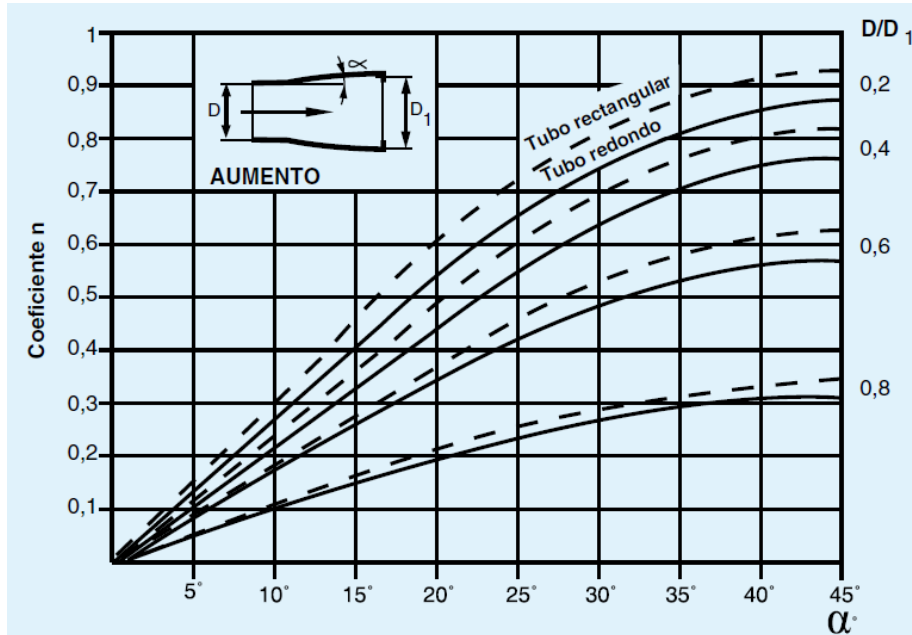


Figura 10.2.1.1 Cálculo del coeficiente  $n$  en los aumentos (Fuente: Ventilación industrial Soler & Palau)

Para la disminución utilizaremos la siguiente grafica:

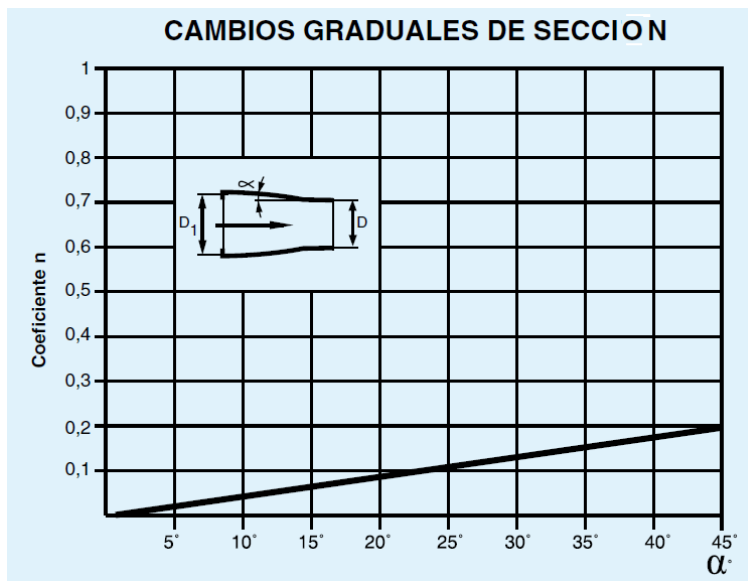


Figura 10.2.1.2: Cálculo del coeficiente  $n$  en las reducciones (Fuente: Ventilación industrial Soler & Palau)

Aumentos	D/D1	$\alpha$	n	v (m/s)	Pd (Pa)	$\Delta P$ (Pa)
B'	0,7	14	0,2	4,13	10,26	2,052
C'	0,9	14	0,05	4,05	9,85	0,4925
D'	0,9	14	0,05	4,92	14,54	0,727
E'	0,916	14	0,05	5,42	17,66	0,883
F'	0,92	14	0,04	5,7	19,48	0,7792
G'	0,93	14	0,04	5,83	20,37	0,8148
H'	0,933	14	0,04	5,86	20,61	0,8244
I'	0,937	14	0,038	5,83	20,43	0,77634
J'	0,94	14	0,03	5,77	19,97	0,5991
L'	0,77	14	0,15	5,68	19,35	2,9025
O'	0,61	14	0,24	12,82	92,04	22,09

Reducción	$\alpha$	n	v (m/s)	Pd (Pa)	$\Delta P$ (Pa)
M'	14	0,06	12,82	98,62	5,9172

Tabla 10.2.1: Pérdida de carga en los aumentos y reducciones

### 10.2.2 Pérdida de carga en tes

En las tes se produce una mezcla de aire entre la rama principal y la secundaria que dará origen a un aumento o disminución en la pérdida de carga en función de los caudales.

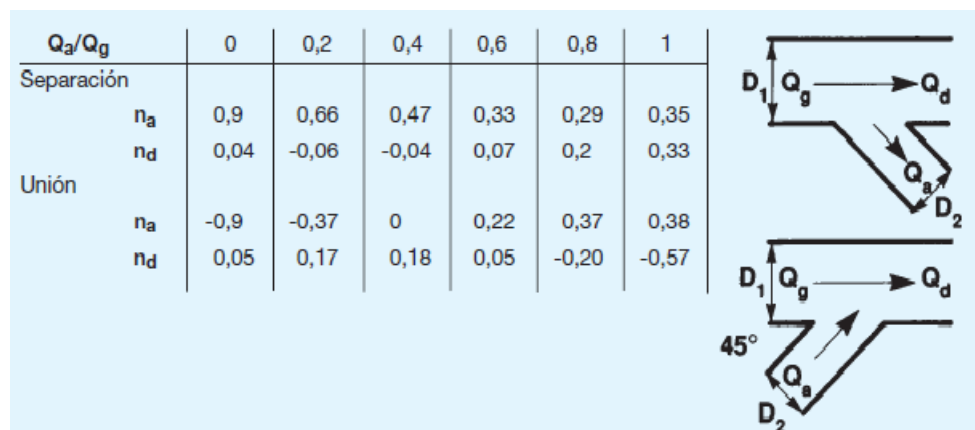


Figura 10.2.2 Cálculo del coeficiente n en tes a 45°

En nuestro caso siempre se unen los caudales, por lo que nos fijaremos en el cuadro de abajo.

TES	Qa/Qg	Na	Nd	Pd	$\Delta P$ rama principal (Pa)	$\Delta P$ rama secundaria (Pa)
B-C	1	0,38	-0,57	10,26	-5,8	3,89
C-D	0,5	0,16	0,16	9,85	1,57	1,57
D-E	0,333	-0,15	0,17	14,54	2,471	-2,18
E-F	0,25	-0,25	0,17	17,66	3,00	-4,41
F-G	0,2	-0,37	0,17	19,48	3,31	-7,20
G-H	0,166	-0,44	0,16	20,37	3,25	-8,96
H-I	0,143	-0,45	0,15	20,61	3,09	-9,27
I-J	0,125	-0,56	0,14	20,43	2,86	-11,44
J-K	0,111	-0,62	0,12	19,97	2,39	-12,38
L-M	1	0,38	-0,57	27,59	-15,72	10,48

Tabla 10.2.2 Cálculo de la pérdida de carga en las tes

### 10.2.3 Pérdida de carga en los codos

Por último el coeficiente  $n$  debido a los cambios de dirección de los codos viene dado por:

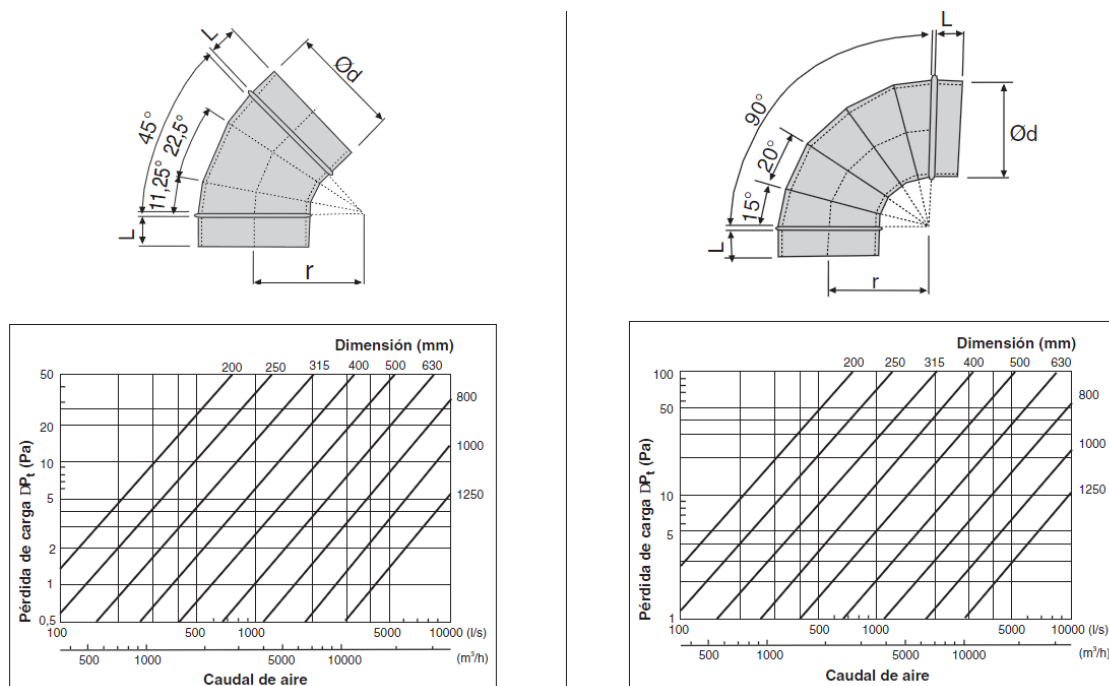


Figura 10.2.3.1 Pérdida de carga en codos a 45° y a 90°

Codos	Angulo	Diámetro nominal (mm)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	ΔP (Pa)
a	90	315	1160	3,5
b	45	315	1160	1,8
c	90	850	11600	5
d	90	1100	23200	8

Tabla 10.2.3.1 Pérdida de carga en los codos

#### 10.2.4 Pérdida de carga en la descarga

En la descarga el coeficiente  $n$  toma el valor de 1, por lo tanto la pérdida de carga es:

$$\Delta P_{descarga} = n \cdot P_{d,o} = n \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \rho v_o^2$$

La velocidad del fluido en la descarga será:

$$v_o = \frac{C}{A} = \frac{23200 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi \cdot (1300 \text{ mm})^2 / 4} = 4.85 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_{descarga} = 13.17 \text{ Pa}$$

#### 10.2.5 Pérdida de carga en los colectores

La pérdida de carga en los colectores es un dato, y para un caudal de 1160 m<sup>3</sup>/h es de 50 Pa.

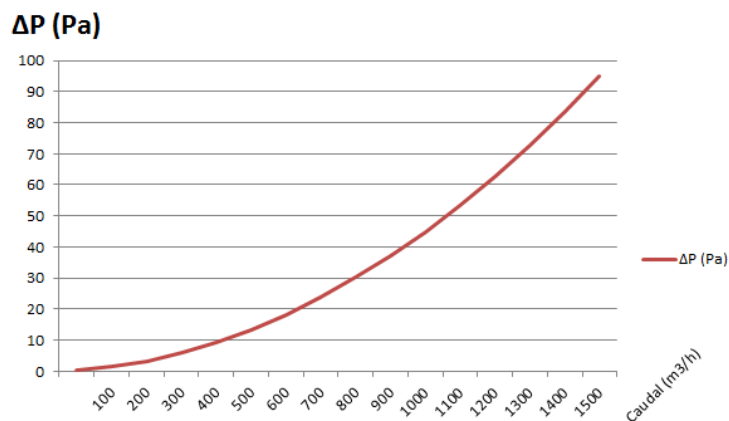


Figura 10.2.5 Pérdida de carga en el colector (Fuente: Grammer Solar)



### 10.2.6 Pérdida de carga total

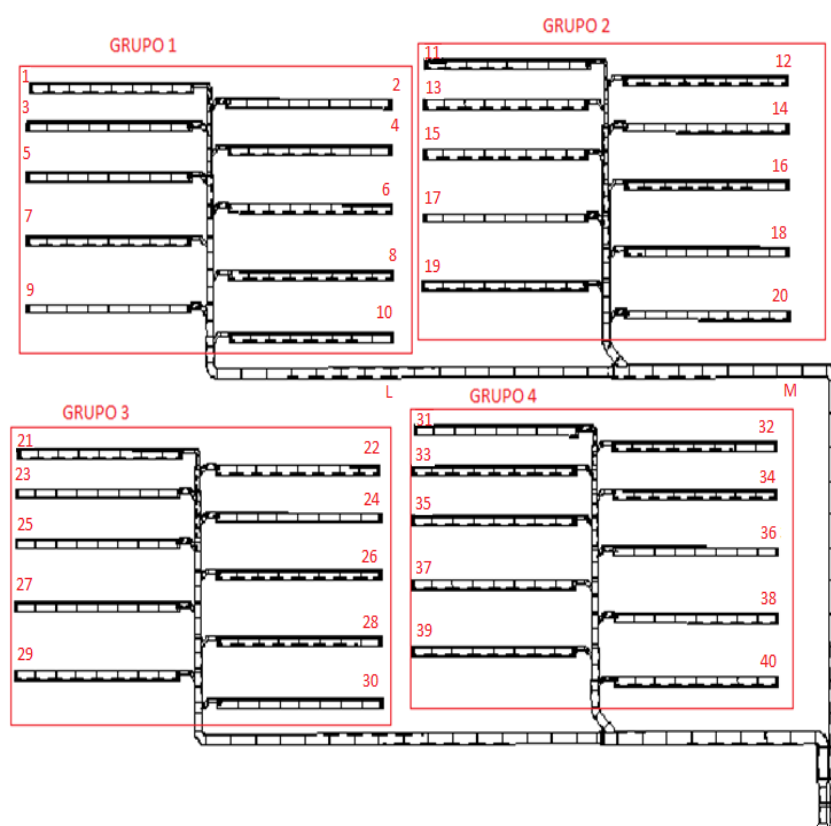
La pérdida de carga total será la suma de la pérdida de carga de todos los tramos rectos y accidentes en la conducción desde la toma de aire de los colectores hasta la descarga. Ésta pérdida es distinta para cada colector, pues el aire recorre diferentes caminos en función de donde esté situado, por ello debemos calcular la pérdida de carga desde cada colector hasta el ventilador.

Calculamos la caída de presión en cada uno de los colectores de nuestra instalación.

En el Grupo 1 de colectores.

Colector	$\Delta P$ (Pa)
1	172,84
2	174,39
3	167,49
4	163,71
5	157,93
6	150,93
7	145,16
8	141,01
9	135,31
10	131,37

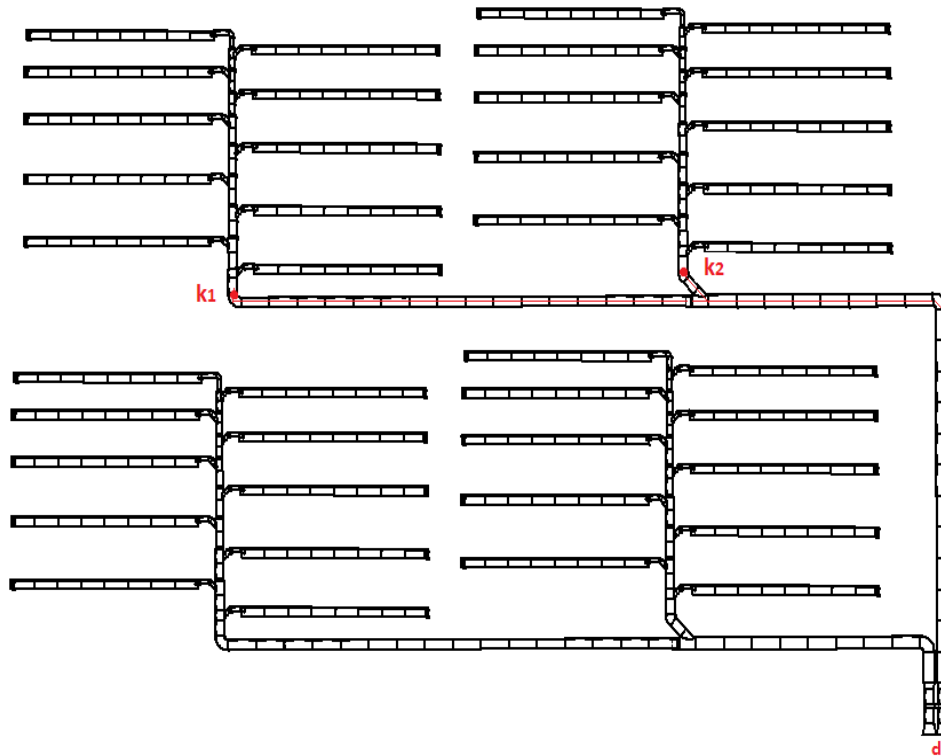
*Tabla 10.2.6.1 Caída de presión desde la entrada de aire de los colectores del grupo 1 hasta la descarga.*



*Figura 10.2.6.1: Esquema de los grupos de colectores que componen la instalación*

Como todos los grupos de colectores son iguales vamos a ver la diferencia de presiones entre las ramas de cada grupo de colectores. Así pues, la caída de presión desde la descarga hasta el inicio de la rama principal del primer grupo de colectores es  $\Delta P_{d-k1} = 90.15 \text{ Pa}$ .

La caída de presión desde la descarga hasta el inicio de la rama principal del segundo grupo de colectores es  $\Delta P_{d-k2} = 92.36 \text{ Pa}$ .



*Figura 10.2.6.2 Esquema indicativo de la pérdida de carga desde la descarga hasta los puntos k1 y k2*

Aunque a priori parecería que debería ser mayor la pérdida de carga desde el punto k1 hasta la descarga ya que recorre una mayor longitud de tubería (el tramo recto L y el codo de  $90^\circ$ ), esto no es así debido al efecto que tiene sobre cada rama la mezcla de aire proveniente de cada grupo de colectores. Esta mezcla se realiza en la Te L-M, que como podemos ver en la tabla provoca una “facilidad” de carga en vez de pérdida de carga en la rama principal (la del grupo 1 de colectores), de ahí su signo negativo de  $-15,726 \text{ Pa}$ , mientras que en la rama perteneciente al segundo grupo de colectores la mezcla de aire provoca una pérdida de carga de  $10.484 \text{ Pa}$ . Esto también sucede por ejemplo entre los colectores 1 y 2. El colector 1 está más alejado y por tanto recorre una mayor distancia que el número 2, sin embargo al unirse los caudales provoca una disminución de la pérdida de carga hacia el colector 1 de  $-5.85 \text{ Pa}$ , mientras que dicha mezcla de caudales supone para el colector 2 un aumento de la presión de  $3.9 \text{ Pa}$ .

En el Grupo 2 las pérdidas de carga son:

Colector	$\Delta P$ (Pa)
11	175,05
12	176,60
13	169,70
14	165,92
15	160,14
16	153,14
17	147,37
18	143,22
19	137,52
20	133,58

*Tabla 10.2.6.2 Caída de presión desde la entrada de aire de los colectores del grupo 2 hasta la descarga.*

Los grupos de colectores 3 y 4 son iguales que el 1 y 2 salvo en el tramo de tubería M, que en este caso tiene una longitud de 27 m frente a los 60 m de los grupos 1 y 2. Por lo tanto la diferencia de presiones será:

$$\left(\frac{\Delta P_M}{m}\right) \text{Diferencia de longitud} = \left(0.4 \frac{Pa}{m}\right) \cdot 33m = 13.2 Pa$$

Donde como vimos la caída de presión en el tramo M era de 0.4 Pa/m y la diferencia de longitudes en dicho tramo entre los grupos de colectores 1 y 2 frente a los grupos 3 y 4 es de 33 metros.

Por tanto tenemos que la caída de presión en los grupos 3 y 4 son:

Grupo 3	$\Delta P$ (Pa)
21	159,64
22	161,19
23	154,29
24	150,51
25	144,73
26	137,73
27	131,96
28	127,81
29	122,11
30	118,17

*Tabla 10.2.6.3 Caída de presión desde la entrada de aire de los colectores del grupo 3 hasta la descarga.*

Y en el grupo 4:

Grupo 4	$\Delta P$ (Pa)
31	161,85
32	163,4
33	156,5
34	152,72
35	146,94
36	139,94
37	134,17
38	130,02
39	124,32
40	120,38

*Tabla 10.2.6.4 Caída de presión desde la entrada de aire de los colectores del grupo 4 hasta la descarga.*

Como vemos, la mayor pérdida de carga la tenemos en el colector número 12. Esta pérdida de carga es:

$$\Delta P_{max} = 176.60 \text{ Pa}$$

La mínima pérdida de carga la tenemos en el colector número 30. Esta pérdida de carga es :

$$\Delta P_{min} = 118.17 \text{ Pa}$$

### 10.3 REGULADORES DE CAUDAL

Como acabamos de ver tenemos distintas pérdidas de carga en cada rama que va hasta los colectores. Estas diferencias en las pérdidas de carga en cada colector provocarían una diferencia de caudales que circulan por ellos que puede ser significativa. Para evitar esto debemos equilibrar la red.

Para equilibrar la red vamos a incorporar unos reguladores de caudal en cada tramo de tubería que sigue a cada colector y de esta manera obtener una pérdida de carga similar para cada colector.

Los reguladores de caudal que vamos a utilizar son los Reguladores de caudal IRIS-315 tipo diafragma para conductos circulares. Permiten obtener una regulación precisa del caudal por medición de la presión. La curva característica es la siguiente:

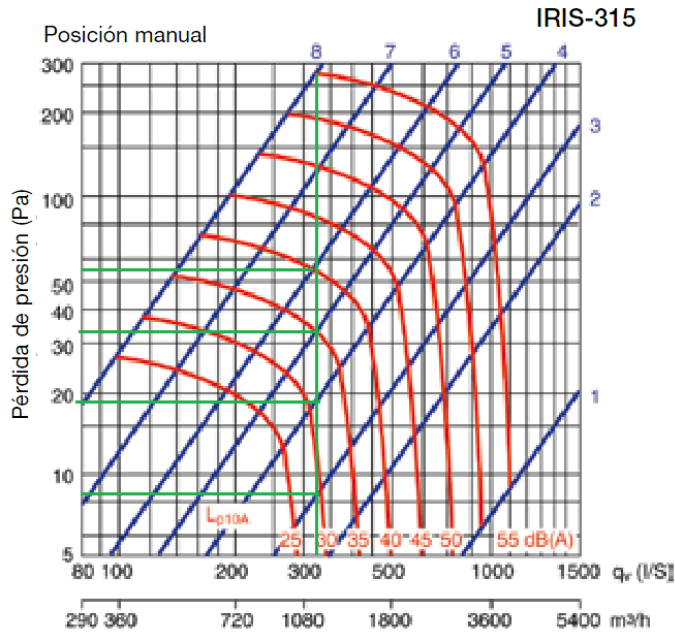


Figura 10.3 Cálculo de la pérdida de carga en función de la posición en los reguladores de caudal (Fuente: Soler & Palau)

Los reguladores de caudal los vamos a poner a la salida de los colectores, en los tramos rectos A. El diámetro nominal de estos tramos es el mismo en todos, y es  $\varnothing = 315 \text{ mm}$ .

La mayor pérdida de carga la obtenemos en el colector número 12, y su valor es de  $\Delta P_{max} = 176.60 \text{ Pa}$ , y la mínima es  $\Delta P_{min} = 118.17 \text{ Pa}$ . Tenemos pues una diferencia máxima de  $58.43 \text{ Pa}$  en nuestra instalación.

Vemos que dependiendo de la posición en la que se encuentre el regulador de caudal tendremos una pérdida de presión distinta. Aproximadamente tenemos que:

Posición	Pérdida de carga(Pa)
3	8
4	17
5	32
6	52

Tabla 10.3 Pérdida de carga de los reguladores de caudal en función de la posición

Para el Grupo 1 de colectores tenemos:

Colector	$\Delta P$	Posición	$\Delta P$ final (Pa)
1	172,84	-----	172,84
2	174,39	-----	174,39
3	167,49	3	175,49
4	163,71	3	171,71
5	157,93	4	174,93
6	150,93	4	167,93
7	145,16	5	177,16
8	141,01	5	178,01
9	135,31	5	172,31
10	131,37	5	168,37

*Tabla 10.3.1 Posición de los reguladores de caudal y pérdida de carga final en los colectores del grupo 1*

Para el Grupo 2 de colectores tenemos:

Colectores	$\Delta P$ (Pa)	Posicion	$\Delta P$ final (Pa)
11	175,05	----	175,05
12	176,6	----	176,6
13	169,7	3	177,7
14	165,92	3	173,92
15	160,14	4	177,14
16	153,14	4	170,14
17	147,37	4	164,37
18	143,22	5	175,22
19	137,52	5	169,52
20	133,58	5	165,58

*Tabla 10.3.2 Posición de los reguladores de caudal y pérdida de carga final en los colectores del grupo 2*

Para el Grupo 3 tenemos:

Grupo 3	$\Delta P$	Posicion	$\Delta P$ final (Pa)
21	159,64	4	176,64
22	161,19	4	178,19
23	154,29	4	171,29
24	150,51	4	167,51
25	144,73	5	176,73
26	137,73	5	169,73
27	131,96	5	163,96
28	127,81	6	179,81
29	122,11	6	174,11
30	118,17	6	170,17

*Tabla 10.3.3 Posición de los reguladores de caudal y pérdida de carga final en los colectores del grupo 3*

Y por último para el Grupo 4 tenemos:

Grupo 4	$\Delta P$	Posicion	$\Delta P$ final (Pa)
31	161,85	4	178,85
32	163,4	3	171,4
33	156,5	4	173,5
34	152,72	4	169,72
35	146,94	4	163,17
36	139,94	5	171,94
37	134,17	5	166,17
38	130,02	5	162,02
39	124,32	6	176,32
40	120,38	6	172,38

*Tabla 10.3.4 Posición de los reguladores de caudal y pérdida de carga final en los colectores del grupo 4*

De esta manera queda más equilibrada la red, y todas las pérdidas de carga se encuentran comprendidas entre  $\Delta P_{min} = 162.02 \text{ Pa}$ , correspondiente al colector 38 y  $\Delta P_{max} = 179.81 \text{ Pa}$ , correspondiente al colector 28.

## 10.4 VENTILADOR

Los ventiladores son máquinas rotatorias capaces de mover una determinada masa de aire, a la que comunican una cierta presión, suficiente para que pueda vencer las pérdidas de carga que se producirán en la circulación por los conductos.

Se componen de:

- Elemento rotativo
- Soporte
- Motor

El elemento rotativo es la pieza del ventilador que gira en torno al eje del mismo. Puede ser una hélice o un rodete. Lo llamaremos hélice si la dirección de salida del aire impulsado es paralela al eje del ventilador (dirección axial). Generalmente la hélice puede mover gran cantidad de aire comunicando al mismo una discreta presión. Lo llamaremos rodete si la dirección de salida del aire impulsado es perpendicular al eje del ventilador. Generalmente los rodetes mueven un volumen de aire menor que las hélices, pero con una presión mucho mayor. El motor es el componente que acciona la hélice o rodete[12].

Los ventiladores se pueden clasificar de diferentes maneras, atendiendo a la presión del ventilador éstos se clasifican en:

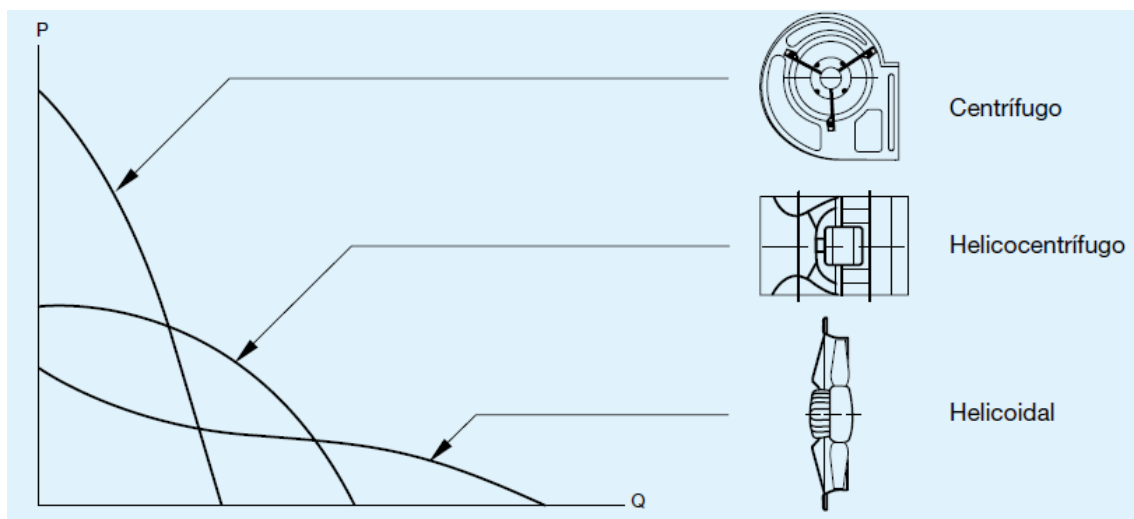
- Baja presión: Cuando la presión del ventilador es inferior a 720 Pa.
- Media presión: Cuando la presión del ventilador esta comprendida entre 720 y 3600 Pa.
- Alta presión: Cuando la presión del ventilador es superior a 3600 Pa.



#### 10.4.1 Curva característica del ventilador

El ensayo de ventiladores tiene por objeto determinar la capacidad del aparato para transferir la potencia al aire que mueve. El ventilador se hace funcionar a un régimen de giro constante, tomando valores de diferentes caudales movidos, según sea la pérdida de carga que debe vencerse. La curva característica de un ventilador se obtiene dibujando en unos ejes de coordenadas los distintos valores caudal-presión, obtenidos mediante ensayo en un laboratorio.

La característica de un ventilador es la mejor referencia del mismo, ya que siempre nos indicara su comportamiento según sea el caudal y la presión que esté dando. En los catálogos comerciales, suele darse solamente una curva, que es la de mayor importancia la de Presión Estática ( $P_e$ ). El punto ideal de funcionamiento del ventilador, aquel para el que ha sido diseñado, es el correspondiente al máximo rendimiento. Cuanto más cerca de este punto trabaje el ventilador, más económico será su funcionamiento.



*Figura 10.4.1 Curva características de distintos tipos de ventiladores(Fuente: Soler & Palau)*

Podemos ver que, a igualdad de caudal impulsado (Q), los ventiladores centrífugos dan más presión que los helicocentrífugos, y estos a su vez más que los helicoidales. También se observa que los centrífugos mueven caudales menores que los helicocentrífugos, y estos menos que los helicoidales. Por tanto, puede aceptarse que los ventiladores más adecuados cuando los caudales sean grandes y las presiones que deban vencer sean pequeñas son los helicoidales. Este tipo de ventilador tiene además la ventaja de la facilidad de instalación. Los ventiladores indicados para mover caudales pequeños pero a elevada presión son los centrífugos; finalmente, un caso intermedio es el de los ventiladores helicocentrífugos[13].

#### 10.4.2 Variación de la presión en función de la densidad del fluido

Las curvas características de los ventiladores que figuran en los catálogos están dados a condiciones normales de presión atmosférica, temperatura y humedad. Significa que están dados para aire normal estándar de densidad,  $\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$ . En nuestro caso el aire tendrá una densidad diferente debido a los cambios de temperatura que se producen durante el día y a la altitud.

La presión que da el ventilador en función de la densidad viene dado por:

$$P = P_0 \frac{\rho}{\rho_0}$$

Donde el subíndice 0 indica la condición inicial de la variable considerada.

La tabla siguiente muestra la variación de la densidad en función de la temperatura y la altitud[11]:

Temp. Aire(°C)	Elevación (m)	Nivel del mar	300	450	600	750
	Presion barométrica (mm Hg)	760	735	720	705	695
0		1.082	1.043	1.024	1.005	0.990
20		1	0,964	0,947	0,93	0,913
38		0,946	0,912	0,895	0,878	0,863
66		0,869	0,838	0,824	0,807	0,793

Vemos como el factor de corrección es 1 para las condiciones de  $T^a = 20^\circ\text{C}$ , a nivel de mar.

En nuestro caso, para una elevación aproximada de 600 metros, y una temperatura media del fluido de aproximadamente  $38^\circ\text{C}$  tendríamos un factor de corrección de 0.878. Esto supondría que la nueva presión del ventilador es:

$$P = P_0 \frac{\rho}{\rho_0} = P_0 \cdot \frac{0.878 \cdot 1.2}{1.2} = P_1 \cdot 0.878$$

Debemos tener en cuenta esta variación de presión que da el ventilador como consecuencia de la variación de la densidad del fluido. Sin embargo, aunque esta disminución de la presión que da el ventilador puede parecer desventajoso, la característica resistente del sistema disminuye en la misma proporción, por lo que realizaremos los cálculos como si se tratase de condiciones normalizadas.

## 10.5 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Puede haber momentos del día en los que la radiación incidente sea muy baja y no compense el uso de los colectores solares porque sea mayor el gasto de los ventiladores que el aporte de energía debido a dichos colectores. También porque queremos secar los granos cuando ya no hay radiación solar incidente en los colectores, o bien porque estamos reparando los colectores o los ventiladores. Como no debemos dejar de secar los granos por uno de estos motivos el ventilador que utiliza el quemador no se va a modificar y por lo tanto se podrá realizar el secado en cualquier momento.

Como hemos dicho anteriormente vamos a utilizar dos ventiladores, uno para los grupos 1 y 2, y otro para los grupos 3 y 4. La presión máxima que debe vencer nuestro ventilador es de  $\Delta P_{max} = 179.81 \text{ Pa}$ . El caudal que debe mover es de  $23200 \text{ m}^3/\text{h}$ . El ventilador que hemos seleccionado para nuestra instalación es el ventilador Helicoidal para secaderos TCDT/4-800. Sus características técnicas son las siguientes:

Modelo	Potencia (KW)	Velocidad (r.p.m)	Intensidad (A)	Caudal ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Peso (Kg)
TCDT/4-800 2,2KW	2,2kW	1440	4,8	28900	47

*Tabla 10.5 Características técnicas del ventilador helicoidal TCDT/4-800*

Sus dimensiones en milímetros son las siguientes:

Modelo	A	B	C	D	E	F	d1	d2	d3	d4
TCDT/4-800 2,2 kW	342	192	150	2,5	25	12	860	896	820	800

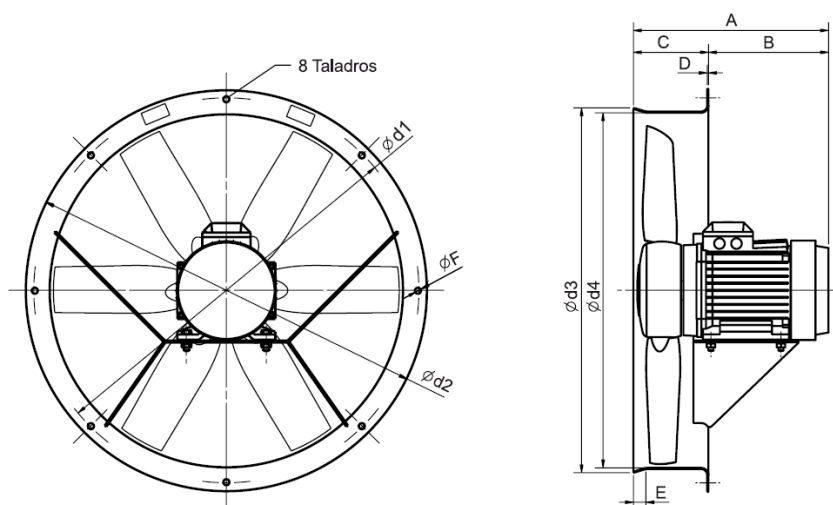


Figura 10.5.1 Dimensiones del ventilador helicoidal TCDT

La curva característica del ventilador es la siguiente:

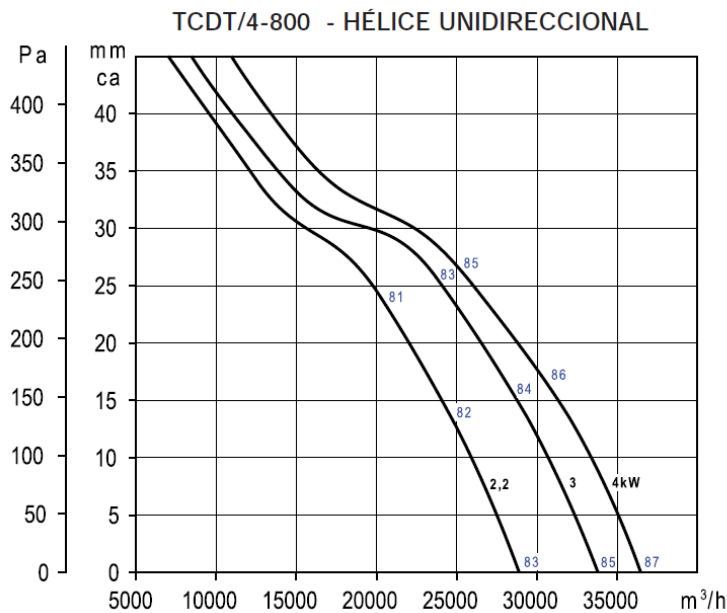
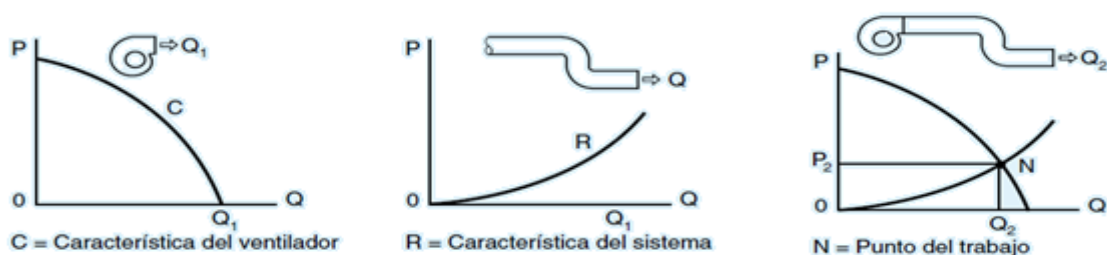


Figura 10.5.2 Curva característica del ventilador helicoidal TCDT(Fuente: Soler & Palau)

## 10.6 PUNTO DE TRABAJO DEL VENTILADOR

La curva característica del ventilador depende únicamente del ventilador, y solamente puede variar si el ventilador funciona a una velocidad de rotación distinta. Puede aceptarse en principio que la curva característica es totalmente independiente del sistema de conductos al que se acople. Sin embargo, hay que considerar que un ventilador puede funcionar moviendo distintos caudales y comunicándoles distintas presiones, de tal forma que todos los puntos posibles de funcionamiento se hallen representados sobre la curva ( $P_e$ ). Para saber exactamente en qué condiciones funcionara el ventilador, debemos conocer la curva resistente de la instalación, es decir, la curva que relaciona la pérdida de carga de la instalación con el caudal que pasa por ella. Para encontrar el punto de trabajo de un ventilador debemos superponer las curvas características del ventilador y resistente del conducto.



*Figura 10.6.1 Curva característica del ventilador, del sistema y punto de trabajo*

En nuestra instalación tendremos 40 curvas características, una por cada colector. Dichas curvas serán prácticamente iguales ya que al incorporar los reguladores de caudal hemos equilibrado la red, consiguiendo una diferencia máxima de presiones de 17.79 Pa.

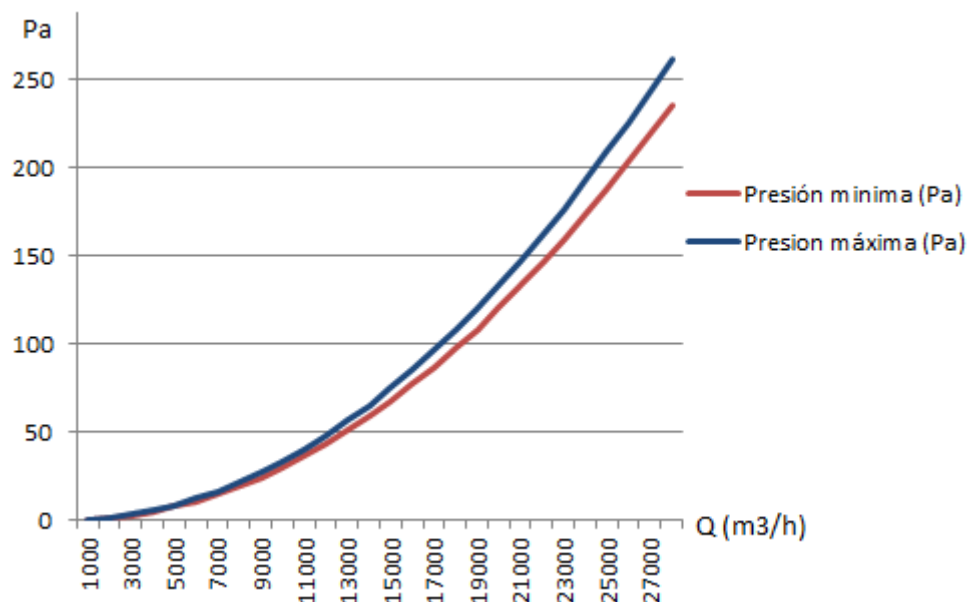
Estas diferencias en las pérdidas de carga de cada rama darán lugar a ligeras diferencias de caudal que pasan por cada colector. El punto de corte de las curvas características del sistema con la del ventilador nos dará el punto de trabajo.

Se puede comprobar que la pérdida de carga de una conducción varía

proporcionalmente con el cuadrado del caudal según la formula  $\Delta P_2 = \Delta P_1 \left[ \frac{Q_2}{Q_1} \right]^2$  por lo

que para encontrar la curva característica resistente y una vez hallada la pérdida de carga inicial ( $\Delta P_1$ ) a un determinado caudal ( $Q_1$ ), bastará con suponer un segundo caudal ( $Q_2$ ), para hallar un segundo punto de la característica resistente ( $\Delta P_2$ ).

Las curvas características de la instalación estarán comprendidas entre la relativa a la presión mínima(colector número 38) y la máxima(colector número 28), cuyas curvas características son las siguientes:



*Figura 10.6.2 Curvas características de la instalación referidas a la mínima y máxima pérdida de carga*

El punto de corte de estas curvas con las del ventilador nos dará el punto de trabajo del sistema, así pues tenemos:

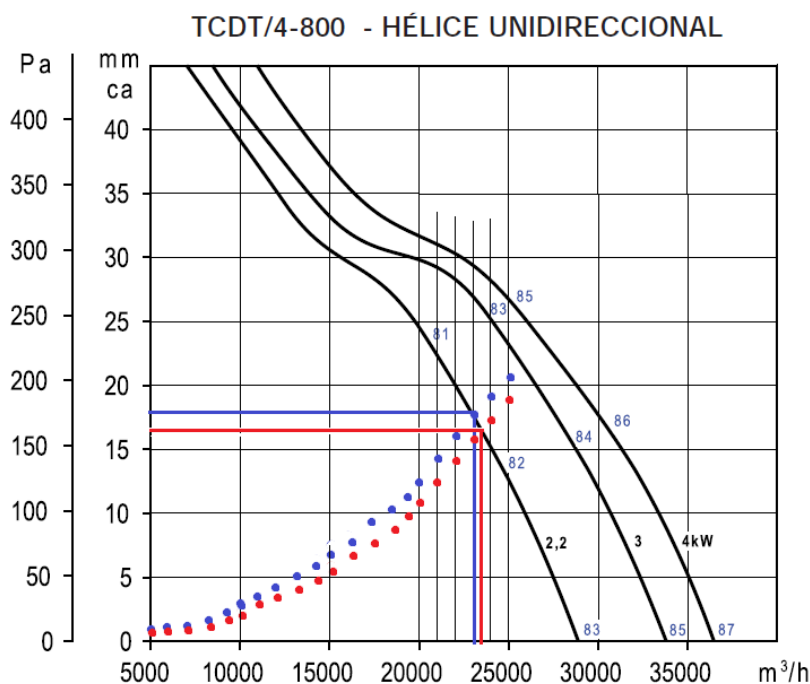


Figura 10.6.3 Punto de trabajo del ventilador

Vemos como el punto de trabajo no es el mismo para los distintos colectores, pues cada uno tiene una pérdida de carga distinta, aunque muy próxima. Todas las demás curvas del sistema se encuentran comprendidas entre las dibujadas anteriormente, que pertenecen a la de mínima presión (curva de puntos roja) y la de máxima presión (curva de puntos azul).

El punto de corte de estas curvas con las del ventilador nos da el punto de trabajo del sistema. Si todos los colectores tuviesen la misma pérdida de carga y ésta fuese igual a la máxima, es decir  $\Delta P_{max} = 179.81 \text{ Pa}$ , el ventilador nos daría un caudal de aproximadamente  $23200 \text{ m}^3/\text{h}$ , y por cada colector circularía un caudal de  $1160 \text{ m}^3/\text{h}$ , que es el valor establecido.

## 10.7 RENDIMIENTO DEL VENTILADOR

Se conoce por rendimiento total del ventilador a la relación entre la potencia generada por el ventilador y la potencia absorbida por el mismo, siendo la potencia generada por el ventilador la potencia útil transmitida al aire. Es proporcional al producto del caudal y la presión total.

El rendimiento total viene expresado por la ecuación

$$\eta_t = \frac{Q \cdot p_t}{P_A}$$

Donde

$Q$ : es el caudal ( $\frac{m^3}{s}$ )

$p_t$ : es la presión total (Pa)

$P_A$ : es la potencia absorbida (W)

La presión total que da el ventilador es la suma de la presión estática y dinámica.

La presión estática es el punto de corte de la curva característica del sistema con la curva del ventilador, lo establecemos en 171 Pa. La presión dinámica viene definida por

$$P_d = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2$$

$$p_t = p_e + p_d = 171 \text{ Pa} + 98 \text{ Pa} = 269 \text{ Pa}$$

Así pues, el rendimiento del ventilador es:

$$\eta_t = \frac{Q \cdot p_t}{P_A} = \frac{23200 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 269 \text{ Pa}}{2200 \text{ W}} = 0.788$$

# 11 PÉRDIDAS EN LAS TUBERÍAS

El aire caliente transcurre desde los colectores solares hacia el quemador por medio de unas tuberías. Como este fluido está a mayor temperatura que el ambiente habrá una transferencia de calor al ambiente que no llega al quemador y que por tanto supone una pérdida.

## 11.1 AISLAMIENTO

Todos los materiales oponen resistencia, en mayor o menor medida al paso del calor a través de ellos. Algunos muy escasa como los metales, otros una resistencia media como es el caso de los materiales de construcción (yeso, ladrillos, morteros...) Aquellos materiales que por el contrario ofrecen una resistencia alta se denominan materiales aislantes. Por lo tanto el aislante térmico es aquel material caracterizado por su alta resistencia térmica, estableciendo una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura. Su poder radica en su baja densidad por tener celdillas con aire seco. Si dichas celdillas entran en contacto con el agua o la humedad, pierden su propiedad aislante, ya que en ese caso pasan a ser más pesados, densos y conductores.

El mejor aislante térmico es el vacío pero debido a su gran dificultad para obtener y mantener condiciones de vacío, éste se emplea en muy pocas ocasiones. En la práctica se utiliza aire, que gracias a su baja conductividad térmica y un bajo coeficiente de absorción de la radiación, constituye un elemento muy resistente al paso del calor. Sin embargo, el fenómeno de la convección que se origina entre las cámaras de aire aumenta sensiblemente su capacidad de transferencia térmica. Por esta razón se utilizan como aislamiento térmico materiales porosos o fibrosos, capaces de inmovilizar el aire seco y confinarlo en el interior de celdillas más o menos estancas.

El aislamiento térmico que vamos a utilizar es el Iber Cover. Se trata de un aislamiento térmico para el exterior de conductos metálicos de manta de lana de vidrio, con un revestimiento de kraft + aluminio que actúa como soporte y barrera de vapor. Sus propiedades son las siguientes:



## PROPIEDADES TÉCNICAS

Código de designación CE MW-EN 14303 T2

Propiedades		Unidades	Valores
Conductividad térmica ( $\lambda_D$ )	10° C	W/(m · K)	0,040
	20° C		0,042
	40° C		0,047
	60° C		0,053
Reacción al fuego		Euroclase	B-s1, d0
Resistencia al vapor de agua UNE-EN 12086		m <sup>2</sup> · h · Pa/mg	100
Condiciones de trabajo		No se recomienda el empleo de este material para temperaturas del aire distribuido superiores a 120 °C	

Tabla 11.1 Propiedades técnicas del aislamiento Iber Cover

## 11.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor desde el aire caliente hacia el exterior se puede expresar como la diferencia de temperaturas entre ambos medios dividido entre la resistencia térmica total.

$$Q = \frac{T_f - T_a}{\sum R_T}$$

Esta resistencia térmica total estará formada por cuatro resistencias térmicas, que son:

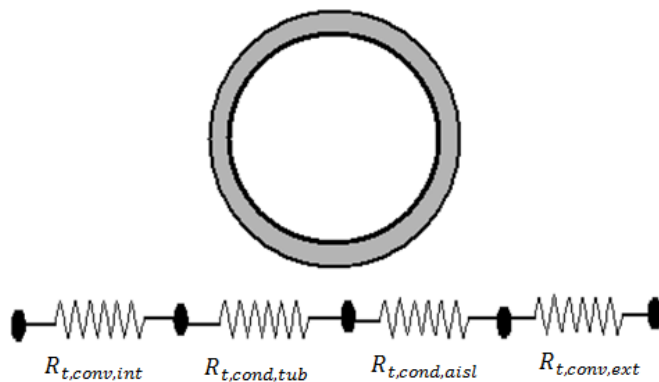


Figura 11.2 Resistencias térmicas de la tubería

$R_{t,conv,int}$  : es la resistencia térmica de convección interior

$R_{t,cond,tub}$  : resistencia térmica de conducción de la tubería

$R_{t,cond,aisl}$  : es la resistencia térmica de conducción del aislante

$R_{t,conv,ext}$  : es la resistencia térmica de convección en el exterior

Así pues queda que la transferencia de calor desde el interior de la tubería hacia el exterior es:

$$Q = \frac{T_f - T_a}{\sum R_T} = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{h_{int} \cdot 2\pi r_i L} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k_{tub} L} + \frac{\ln \frac{r_{e,aisl}}{r_e}}{2\pi k_{aisl} L} + \frac{1}{h_{ext} \cdot 2\pi r_{ext} L}}$$

Donde

$h_{int}$  : es el coeficiente local de convección interior ( $W/m^2\text{°C}$ )

$h_{ext}$ : es el coeficiente local de convección exterior ( $W/m^2\text{°C}$ )

$r_i$ : es el radio interior de la tubería (m)

$r_e$ : es el radio exterior de la tubería, que es el radio interior de la tubería más su espesor(m)

$r_{e,aisl}$ : es el radio exterior de la tubería más el aislante(m)

Este resultado se puede expresar en función de un coeficiente global de transferencia de calor de la siguiente manera:

$$Q = \frac{T_f - T_a}{\sum R_T} = UA(T_f - T_a)$$

Donde

$UA = \frac{1}{\sum R_T}$  y  $A$  se define en términos de cualquiera de las áreas.

Si llamamos  $A$  al área exterior de la tubería tenemos que el coeficiente de transferencia de calor de cada tubería es:

$$U_t = \frac{1}{\frac{r_{e,aisl}}{r_i \cdot h_{int}} + \frac{r_{e,aisl} \cdot \ln(\frac{r_e}{r_i})}{k_{tub}} + \frac{r_{e,aisl} \cdot \ln(\frac{r_{e,aisl}}{r_e})}{k_{aisl}} + \frac{1}{h_{ext}}} \left[ \frac{W}{m^2\text{°C}} \right]$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor de las distintas tuberías primero debemos hallar los coeficientes locales de convección interior y exterior de cada una de las tuberías.

Para el cálculo del coeficiente de convección interior utilizamos la ecuación de Dittus-Boelter para flujo turbulento en tubos circulares.

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n$$

Donde  $n = 0.4$  cuando la temperatura del fluido es inferior a la del ambiente y  $n = 0.3$  cuando la temperatura del fluido es mayor a la del ambiente y el fluido se enfría. Por lo tanto, en nuestro caso  $n = 0.3$ , y la ecuación queda:

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3}$$

Para el cálculo del coeficiente de convección en el exterior utilizamos las ecuaciones de Hilpert para flujo alrededor de un cilindro.

$$Nu = C \cdot Re_D^m Pr^{1/3}$$

Donde los factores  $C$  y  $m$  dependen del número de Reynolds y se obtienen de la siguiente tabla:

$Re_D$	$C$	$m$
0.4 – 4	0.989	0.330
4 – 40	0.911	0.385
40 – 4000	0.683	0.466
4000 – 40,000	0.193	0.618
40,000 – 400,000	0.027	0.805

*Tabla 11.2 Coeficientes  $C$  y  $m$  en función del número de Reynolds (Fuente: Fundamentos de transferencia de calor)*

De esta manera obtendremos los coeficientes de convección en el interior y el exterior cada tubería y con ellos el coeficiente global de transferencia de calor para cada tubería en cada intervalo de tiempo.

Una vez obtenido el coeficiente global de transferencia de calor de cada tubería para cada intervalo de tiempo, calculamos las pérdidas originadas en la tubería mediante la ecuación:

$$Q_{tub} = UA(T_f - T_a)$$

La temperatura  $T_f$  es la temperatura media del fluido en el interior de la tubería. Para calcular dicha temperatura realizamos lo siguiente:

Estas pérdidas provocan que la temperatura a la salida de la tubería sea:

$$T_{s,tub} = T_{e,tub} - \frac{Q_{tub}}{\rho \cdot C_{tub} \cdot C_p}$$

Donde

$C_{tub}$ : es el caudal que circula por la tubería

Una vez obtenida la temperatura de salida de dicha tubería calculamos la temperatura media en dicho tramo, de esta manera queda que:

$$T_{m,tub} = \frac{T_{e,tub} + T_{s,tub}}{2}$$

Por tanto, las pérdidas finales serán:

$$Q_{tub} = UA(T_{m,tub} - T_a)$$

### 11.3 PÉRDIDA DE CALOR EN LAS TUBERÍAS EN EL INTERVALO DE TIEMPO DE 12 HORAS A 12.10 HORAS

El coeficiente global de transferencia de calor de cada tubería viene dado por:

$$U_t = \frac{1}{\frac{r_{e,aisl}}{r_i \cdot h_{int}} + \frac{r_{e,aisl} \cdot \ln(\frac{r_e}{r_i})}{k_{tub}} + \frac{r_{e,aisl} \cdot \ln(\frac{r_{e,aisl}}{r_e})}{k_{aisl}} + \frac{1}{h_{ext}}} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Como tenemos una red muy amplia de tuberías, vamos a realizar el cálculo para un tramo de tubería (el tramo L).

Tramo L

Longitud = 48 m

Caudal :  $Q_L = 11600 \frac{m^3}{h}$

Radio interior:  $r_i = 425 \text{ mm}$

Espesor tubería :  $e = 0.8 \text{ mm}$

Radio exterior:  $r_e = 425.8 \text{ mm}$

Radio exterior aislante:  $r_{e,aisl} = 475.8 \text{ mm}$

Conductividad tubería:  $k_{tub} = 50 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

### Cálculo del coeficiente de convección en el interior de la tubería $h_{int}$

La temperatura de entrada en la tubería es igual a la temperatura de salida de los colectores. En este intervalo de tiempo teníamos que  $t_{sco} = 65.38^{\circ}\text{C}$ . Para esta temperatura, tenemos que la densidad es de  $\rho = 1.07 \text{ Kg/m}^3$ ,  $\mu = 2.01 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$  y  $k = 0.0285 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu}$$

Donde

$L_c$ : es la longitud característica de la tubería, que en este caso es el diámetro interior  $D_i$

$v$ : es la velocidad del fluido en el interior de la tubería, y es  $v = \frac{Q_L}{\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}$

Así pues tenemos que el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{v \cdot D_i \cdot \rho}{\mu} = \frac{5.68 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.85 \text{m} \cdot 1.07 \text{ Kg/m}^3}{2.01 \cdot 10^{-5}} = 2.56 \cdot 10^5$$

El número de Nusselt es:

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3} = 441.46$$

Y por tanto, el coeficiente de convección en el interior de la tubería:

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot k}{D_i} = \frac{441.46 \cdot 0.0285 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}}{0.85 \text{ m}} = 14.80 \frac{\text{W}}{\text{m}^2^{\circ}\text{C}}$$

### Cálculo del coeficiente de convección exterior $h_{ext}$

En el exterior la temperatura ambiente es de  $T_a = 29.89^\circ\text{C}$ , para estas condiciones tenemos aproximadamente :  $\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$  ,  $\mu = 1.819 \cdot 10^{-5}$  y  $k = 0.0257 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu}$$

Donde

$v$ : es la velocidad del aire en dicho intervalo.

$L_c$ : la longitud característica es el diámetro exterior de la tubería

$$Re = \frac{v \cdot D_e \cdot \rho}{\mu} = \frac{1.59 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.9516 \text{ m} \cdot 1.2 \text{ Kg/m}^3}{1.819 \cdot 10^{-5}} = 99979$$

El número de Nusselt es:

$$Nu = C \cdot (Re)^m \cdot Pr^{1/3} = 255.46$$

Donde:  $C = 0.027$ ;  $m = 0.805$

Y el coeficiente de convección en el exterior de la tubería es:

$$h_{ext} = \frac{Nu \cdot k}{D_e} = \frac{255.46 \cdot 0.0257 \text{ W/(m}^\circ\text{C)}}{0.9516 \text{ m}} = 6.9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2^\circ\text{C}}$$

Una vez obtenidos los coeficientes de convección en el interior y exterior de la tubería hallamos el coeficiente de transferencia de calor de la tubería:

$$U_t = \frac{1}{\frac{r_{e,aisl}}{r_i \cdot h_{int}} + \frac{r_{e,aisl} \cdot \ln(\frac{r_e}{r_i})}{k_{tub}} + \frac{r_{e,aisl} \cdot \ln(\frac{r_{e,aisl}}{r_e})}{k_{aisl}} + \frac{1}{h_{ext}}} = 0.82 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2^\circ\text{C}} \right]$$

Las pérdidas serán:

$$Q_{tub} = UA(T_f - T_a)$$

Donde  $A$  es el área exterior de la tubería.

$$Q_{tub} = U_t \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_L(T_f - T_a)$$

$$Q_{tub} = 0.82 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot \pi \cdot 0.951 \text{ m} \cdot 48 \text{ m} (65.38 - 29.89)^\circ C = 4183.3 \text{ W}$$

Esta pérdida de calor provoca una temperatura a la salida de la tubería de:

$$T_{s,tub} = T_{e,tub} - \frac{Q_{tub}}{\rho \cdot C_{tub} \cdot C_p}$$

$$T_{s,tub} = 65.38 - \frac{4183.3 \text{ W}}{1.067 \cdot 11600 \frac{m^3}{h} \cdot 1005 \frac{J}{Kg^\circ C}} = 64.16^\circ C$$

Donde  $C_{tub}$  es el caudal que circula por la tubería  $L$

La temperatura media del fluido en la tubería es:

$$T_{m,f} = \frac{T_{e,tub} + T_{s,tub}}{2} = \frac{65.38 + 64.16}{2} = 64.77^\circ C$$

Y por tanto, las pérdidas en la tubería  $L$  son:

$$Q_{tub} = U_t \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_L(T_{m,f} - T_a) = 4111.9 \text{ W}$$

En un intervalo de tiempo de 10 minutos el calor perdido es:

$$q_{tub} = Q_{tub} \cdot \Delta T = 4111.9 \text{ W} \cdot 600 \text{ s} = 2467.14 \text{ KJ}$$

Si hacemos esto para el resto de tuberías de nuestra instalación tenemos que la pérdida total de energía en dicho intervalo de tiempo( de 12 horas a 12.10horas) es:

Tubería	Pérdidas (KJ)	Número	Pérdidas totales (KJ)
A	21,44	40	85,76
B	21,44	4	85,76
C	29,09	4	116,36
D	32,26	4	129,04
E	35,27	4	141,08
F	57,26	4	229,04
G	61,59	4	246,36
H	65,83	4	263,32
I	70,06	4	280,24
J	74,25	4	297
K	78,39	4	313,56
L	2467,1	2	4934,2
M	3914	1	3914
M2	1748	1	1748
N	74,25	2	148,5
O	99,1	2	198,2

Tabla 11.3 Pérdida de calor en las tuberías

La suma de estas pérdidas en dicho intervalo de tiempo es de  $p_{tub,total} = 13902 \text{ KJ}$

Estas pérdidas son en toda la instalación, por lo que las pérdidas en las tuberías por metro cuadrado serán:

$$p_{tub} = \frac{13902 \text{ KJ}}{800 \text{ m}^2} = 17,38 \text{ KJ/m}^2$$

Así pues, para hallar la energía útil para el proceso, tendremos que restarle las pérdidas en las tuberías. Por tanto, para el intervalo de tiempo de 12 a 12.10 horas para el 15 de septiembre queda:

$$q_{\text{útil},\text{instalación}(12h-12.10h)} = q_{\text{útil}} - p_{tub}$$

$$q_{\text{útil},\text{instalación}(12h-12.10h)} = 415,73 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2} - 17,38 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2} = 398,35 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}$$

Y el rendimiento global de la instalación en este intervalo de tiempo es:

$$\eta_{\text{instalación},12h-12.10h} = \frac{q_{\text{útil},\text{instalación}}}{I_T} = \frac{398,35 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}}{605,03 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^2}} = 0.658 \approx 0.66$$



## 12 ENERGÍA ÚTIL DE LA INSTALACIÓN

Para hallar la energía útil de la instalación debemos restar las pérdidas en las tuberías, así pues tenemos:

### SEPTIEMBRE

$Día$	$I_T \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{co}$	$p_{tuberías} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil},inst} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{inst}$
15	22499	14761	0,66	598	14162	0,63
16	11472	7630	0,67	291	7339	0,64
17	18124	12026	0,66	473	11553	0,64
18	18087	11973	0,66	452	11522	0,64
19	25350	16745	0,66	656	16089	0,63
20	25350	16745	0,66	656	16089	0,63
21	24688	16345	0,66	636	15709	0,64
22	10206	6663	0,65	260	6403	0,63
23	10104	6643	0,65	256	6387	0,63
24	21301	13770	0,65	573	13197	0,62
25	25348	16384	0,65	694	15691	0,62
26	28700	18637	0,65	771	17866	0,62
27	26420	17400	0,66	687	16713	0,63
28	27207	17965	0,66	701	17264	0,63
29	26359	17267	0,66	695	16572	0,63
30	26296	17167	0,65	704	16464	0,63
		228141			219036	

Tabla 12.1 Energía útil de la instalación en septiembre

## OCTUBRE

<i>Día</i>	$I_T \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{co}$	$p_{tuberías} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil},inst} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{inst}$
1	27557	18046	0,65	739	17308	0,63
2	27288	17845	0,65	733	17112	0,63
3	10885	7094	0,65	264	6830	0,63
4	21387	13949	0,65	560	13388	0,63
5	27521	18052	0,66	724	17329	0,63
6	27778	18249	0,66	728	17521	0,63
7	17406	11377	0,65	461	10915	0,63
8	16848	11018	0,65	447	10572	0,63
9	1673	1129	0,67	36	1093	0,65
10	20064	13293	0,66	505	12788	0,64
11	10400	6944	0,67	236	6708	0,64
12	13682	8784	0,64	351	8434	0,62
13	24244	15920	0,66	634	15285	0,63
14	26395	17546	0,66	663	16884	0,64
15	27492	18216	0,66	687	17529	0,64
16	27938	18208	0,65	742	17465	0,63
17	28343	18436	0,65	751	17685	0,62
18	28720	18536	0,65	774	17763	0,62
19	27895	18362	0,66	707	17656	0,63
20	27818	18436	0,66	686	17750	0,64
21	26792	17585	0,66	689	16897	0,63
22	18742	12404	0,66	441	11963	0,64
23	24852	16509	0,66	614	15895	0,64
24	25262	16707	0,66	629	16078	0,64
25	25696	16191	0,63	708	15483	0,60
26	27449	17971	0,65	701	17270	0,63
27	26501	17515	0,66	650	16865	0,64
28	14823	9883	0,67	336	9547	0,64
29	17067	11152	0,65	447	10705	0,63
30	3746	2505	0,67	85	2420	0,65
31	13666	8745	0,64	354	8391	0,61
		436608			419528	

Tabla 12.2 Energía útil de la instalación en octubre

## NOVIEMBRE

Día	$I_T \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{co}$	$p_{\text{tuberías}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil,inst}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{\text{inst}}$
1	18063	11517	0,64	480	11037	0,61
2	25895	16706	0,65	700	16006	0,62
3	24910	16447	0,66	624	15823	0,64
4	25114	16601	0,66	626	15976	0,64
5	24430	16196	0,66	608	15588	0,64
6	23040	15269	0,66	574	14695	0,64
7	10423	6906	0,66	243	6663	0,64
8	3457	2160	0,62	82	2078	0,60
9	20433	13120	0,64	547	12573	0,62
10	16379	10601	0,65	429	10171	0,62
11	20702	13438	0,65	522	12917	0,62
12	12927	8629	0,67	293	8336	0,64
13	5263	3500	0,67	111	3389	0,64
14	3535	2358	0,67	70	2288	0,65
15	17487	11306	0,65	448	10858	0,62
16	21065	13977	0,66	496	13481	0,64
17	5316	3478	0,65	123	3355	0,63
18	17460	11529	0,66	415	11115	0,64
19	8889	5909	0,66	198	5711	0,64
20	13382	8817	0,66	341	8476	0,63
21	15384	9905	0,64	406	9500	0,62
22	15711	10369	0,66	376	9993	0,64
23	16415	10868	0,66	382	10486	0,64
24	21547	14190	0,66	520	13670	0,63
25	18965	12502	0,66	450	12052	0,64
26	22332	14287	0,64	563	13724	0,61
27	12809	8244	0,64	315	7929	0,62
28	18990	12437	0,65	455	11982	0,63
29	1731	1103	0,64	38	1066	0,62
30	5458	3628	0,66	119	3509	0,64
		305996			294446	

Tabla 12.3 Energía útil de la instalación en noviembre

## DICIEMBRE

Día	$I_T \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{co}$	$p_{\text{tuberías}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil,inst}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{\text{inst}}$
1	6105	3939	0,65	145	3793	0,62
2	15480	9987	0,65	382	9605	0,62
3	23254	15251	0,66	571	14680	0,63
4	22055	14357	0,65	551	13806	0,63
5	2264	1466	0,65	51	1415	0,62
6	12107	7720	0,64	317	7403	0,61
7	2125	1368	0,64	51	1317	0,62
8	2161	1466	0,68	46	1421	0,66
9	6752	4391	0,65	155	4235	0,63
10	16515	10809	0,65	405	10404	0,63
11	3460	2291	0,66	79	2212	0,64
12	6869	4561	0,66	152	4409	0,64
13	5909	3947	0,67	115	3833	0,65
14	20388	13184	0,65	524	12661	0,62
15	22268	13959	0,63	571	13388	0,60
16	22477	14236	0,63	569	13668	0,61
17	24754	16349	0,66	572	15777	0,64
18	12174	7879	0,65	296	7583	0,62
19	7503	4930	0,66	160	4770	0,64
20	10062	6640	0,66	241	6399	0,64
21	3762	2490	0,66	83	2407	0,64
22	4359	2787	0,64	107	2679	0,61
23	4201	2637	0,63	102	2534	0,60
24	19877	12901	0,65	485	12416	0,62
25	20289	13371	0,66	471	12900	0,64
26	22895	15261	0,67	514	14746	0,64
27	23224	15298	0,66	552	14746	0,63
28	10595	6949	0,66	245	6704	0,63
29	14908	9678	0,65	369	9309	0,62
30	2524	1618	0,64	54	1564	0,62
31	5886	3947	0,67	121	3826	0,65
		245666			236612	

Tabla 12.4 Energía útil de la instalación en diciembre

## ENERO

Día	$I_T \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{co}$	$p_{\text{tuberías}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil,inst}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{\text{inst}}$
1	7071	4413	0,62	171	4243	0,60
2	3438	2313	0,67	65	2248	0,65
3	6442	4297	0,67	143	4154	0,64
4	1808	1162	0,64	40	1122	0,62
5	2357	1589	0,67	45	1544	0,65
6	9837	6333	0,64	245	6089	0,62
7	1180	740	0,63	26	713	0,60
8	22935	13494	0,59	570	12924	0,56
9	13054	8448	0,65	316	8132	0,62
10	6351	4142	0,65	142	3999	0,63
11	12213	8075	0,66	283	7791	0,64
12	854	560	0,66	17	542	0,63
13	1961	1309	0,67	35	1274	0,65
14	9491	5934	0,63	236	5699	0,60
15	11396	7629	0,67	245	7384	0,65
16	3902	2614	0,67	75	2538	0,65
17	2817	1862	0,66	62	1800	0,64
18	12039	7959	0,66	283	7676	0,64
19	1638	1076	0,66	32	1044	0,64
20	13871	8898	0,64	346	8552	0,62
21	11445	7588	0,66	260	7328	0,64
22	5515	3682	0,67	118	3565	0,65
23	10644	6849	0,64	263	6586	0,62
24	16005	10309	0,64	410	9899	0,62
25	24407	15243	0,62	633	14610	0,60
26	21224	13043	0,61	546	12497	0,59
27	10768	6772	0,63	257	6515	0,61
28	26262	17448	0,66	605	16842	0,64
29	23969	15713	0,66	580	15133	0,63
30	23046	14914	0,65	577	14337	0,62
31	16225	10532	0,65	401	10131	0,62
		214939			206911	

Tabla 12.5 Energía útil de la instalación en enero

## FEBRERO

Día	$I_T \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{co}$	$p_{\text{tuberías}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$q_{\text{útil,inst}} \left( \frac{KJ}{m^2} \right)$	$\eta_{\text{inst}}$
1	26838	17009	0,63	698	16311	0,61
2	25961	17075	0,66	633	16441	0,63
3	24141	15888	0,66	585	15303	0,63
4	4473	2964	0,66	100	2864	0,64
5	19806	12437	0,63	519	11918	0,60
6	23298	14945	0,64	609	14336	0,62
7	9178	6118	0,67	200	5918	0,64
8	6505	4210	0,65	160	4050	0,62
9	10028	6466	0,64	240	6227	0,62
10	15785	10445	0,66	369	10076	0,64
11	20617	12812	0,62	516	12296	0,60
12	21567	14088	0,65	528	13561	0,63
13	22446	14232	0,63	568	13664	0,61
14	23084	15012	0,65	566	14446	0,63
15	2136	1386	0,65	48	1338	0,63
		165087			158748	

Tabla 12.6 Energía útil de la instalación en febrero

La energía útil final de la instalación por metro cuadrado durante el secado será:

$$q_{\text{útil,inst}} = 1519596 \frac{KJ}{m^2} = 422,11 \frac{KWh}{m^2}$$

Como los colectores tienen una superficie de apertura de  $2.3 \text{ m}^2$  por cada  $2.5 \text{ m}^2$  de superficie colectora y la superficie final de la instalación son  $800 \text{ m}^2$ , la energía útil final durante la época de secado será:

$$q_{\text{útil,inst final}} = 422,11 \frac{KWh}{m^2} \cdot \frac{2.3 \text{ m}^2}{2.5 \text{ m}^2} \cdot 800 \text{ m}^2 = 310676 \text{ KWh}$$

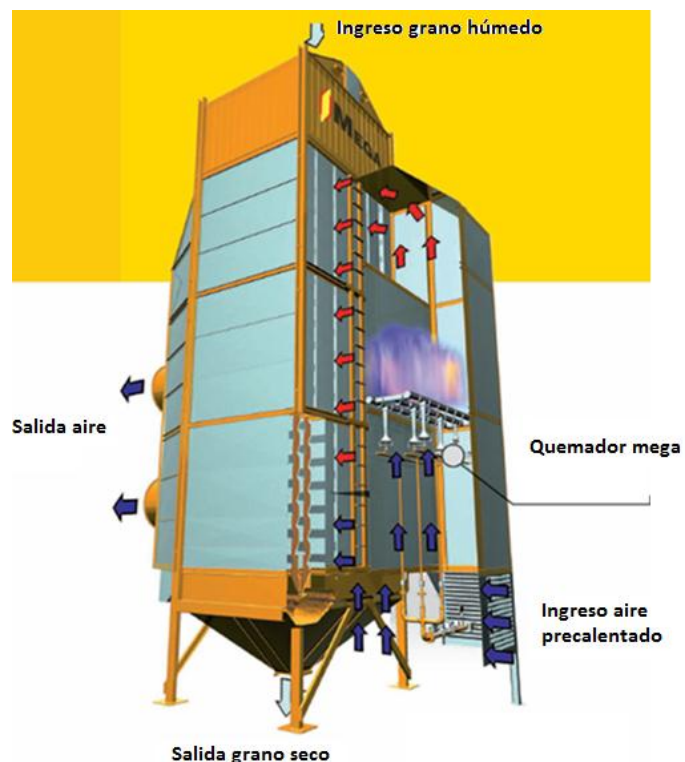
## 13 FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Como hemos visto, la energía necesaria para el secado de granos es muy elevada. En instalaciones de este tipo la energía suministrada por los colectores solares suele ser pequeña en relación con la necesaria para el secado.

El proceso de secado es el siguiente:

Los colectores solares de aire captan la radiación solar y aumenta la temperatura del aire en su transcurso por el colector. El aire caliente que proviene de los colectores es impulsado por medio de unos ventiladores hacia el quemador. Una válvula modulante de temperatura regula la entrada de combustible al quemador para compensar la diferencia de temperaturas entre el aire caliente que proviene de los colectores y la temperatura de secado. Como el caudal de aire requerido para el secado es el proporcionado por los colectores, no hace falta un ventilador adicional para impulsar más aire hacia el quemador.

Una vez el aire ha sido calentado por el quemador, atraviesa el lecho de granos aumentando su humedad relativa y disminuyendo la humedad de los granos. Unos ventiladores de inducción succionan dicho aire húmedo hacia el exterior.



*Figura 13.1 Funcionamiento del secador de granos  
(Fuente: Secadoras de Granos MEGA)*

Antes de la salida del grano seco, se hace pasar aire frío (que no se ha calentado) para reducir la temperatura del grano a la salida. Es lo que se llama enfriamiento.

Como vimos en el apartado 8.3, la superficie de captación la establecimos para que en el momento de máxima irradiación la energía suministrada por los colectores no superase la necesaria para el secado. La máxima irradiación se producía el día 18 de octubre de 11.50 horas a 12.50 horas. Sin embargo, en el mes de septiembre, al ingresar los granos en la secadora más secos y ser la energía necesaria para el secado menor, puede haber momentos del día en que la energía suministrada por los colectores sea superior a la necesaria para el secado. Como esto se produce solo en momentos muy puntuales y únicamente para el mes de septiembre, adoptamos la superficie de captación la calculada en el apartado 8.3.

Los parámetros que influyen en la tasa de secado cuando se secan granos con aire forzado son: temperatura y humedad relativa del ambiente, temperatura y flujo de aire de secado, contenido de humedad inicial y de equilibrio de los granos y velocidad de dichos granos dentro del secador. Estos parámetros no son independientes, sino que influyen en la tasa de secado como un conjunto de factores y no aisladamente.

Como vimos en el apartado 5.2.7, el caudal de aire necesario para secar 40 Toneladas cada hora a una temperatura de secado de 100°C era:

MES	Agua a evaporar (Kg/h)	Consumo específico (Kcal/h)	Caudal ( $\frac{m^3}{h}$ )
Septiembre	465,12	395349	17742
Octubre	696	591600	24279
Noviembre	928	788800	30261
Diciembre	1395,35	1186047	44064
Enero	1395,35	1186047	44064
Febrero	1164	989400	37149

*Tabla 13.1 Cantidad de agua a evaporar, consumo de energía y caudal de aire recomendado para el secado del maíz a 100°C*

Donde el caudal de aire viene definido por la fórmula:

$$\text{Caudal (m}^3/\text{min)} = \frac{\text{consumo energético (kcal/h)}}{\Delta t \times 17}$$

Donde:

$\Delta t$ : diferencia entre la temperatura del aire de secado y la temperatura ambiente.

17: constante de Foster

Como el caudal de aire que procede de nuestros colectores es superior (46400m<sup>3</sup>/h), debemos variar los parámetros de secado.



Vamos a calcular los parámetros de secado para el mes de septiembre ya que es el más restrictivo. Para los restantes meses se procedería de la misma manera.

### Septiembre

Suponiendo una humedad inicial de los granos del 15%, se secarían 40 Toneladas/hora a una temperatura de secado de 100°C con un caudal de 17742 m<sup>3</sup>/h. Como el nuevo caudal es de 46400 m<sup>3</sup>/h, si no variamos la cantidad de granos a secar queda que la temperatura de secado es de:

$$46400 \frac{m^3}{h} = 773 \frac{m^3}{min} = \frac{395349}{(T^a_{secado} - 20) \cdot 17}$$

$$T^a_{secado} = 50^\circ C$$

Por tanto, si el nuevo caudal es de 46400 m<sup>3</sup>/h, la temperatura de secado pasa de 100°C a 50°C para obtener la misma tasa de secado. Sin embargo, en el mes de septiembre, hay momentos del día en los que la temperatura a la salida de los colectores es mayor, lo que provocaría sobresecado en nuestros granos.

Podemos aumentar la cantidad de granos a secar, de esta manera, si secasemos por ejemplo 60 Toneladas/ hora tendríamos :

La humedad inicial es:  $\phi_i = 15\%$

La humedad final es:  $\phi_f = 14\%$

$$\text{Porcentaje de agua a evaporar: } \frac{(\phi_i - \phi_f) \cdot 100}{100 - \phi_f} = \frac{(15 - 14) \cdot 100}{100 - 14} = 1.16\%$$

Como la masa de granos a secar es 60 toneladas cada hora, la cantidad de agua a evaporar cada hora es:

$$1.16\% \cdot 60000 \frac{T}{h} = 696 \text{ Kg/h}$$

Consumo de energía:

$$850 \frac{Kcal}{Kg} \cdot 696 \frac{Kg}{h} = 591600 \text{ Kcal/h}$$

Y la temperatura de secado:

$$773 \frac{m^3}{min} = \frac{591600}{(T^a_{secado} - 20) \cdot 17}$$

$$T^a_{secado} = 65^{\circ}C$$

Así pues, en el mes de septiembre, para una humedad inicial de los granos del 15%,podríamos secar 60 Toneladas/hora con un caudal de 46400 m<sup>3</sup>/h y a una temperatura de secado de 65°C, de esta manera aprovecharíamos todo el calor generado por nuestros colectores solares.

Estos parámetros irán variando, ya que la humedad inicial de los granos no es constante, o bien porque queremos secar más o menos granos etc.

## 14 ESTUDIO DE LA RENTABILIDAD

### 14.1 INTRODUCCIÓN

La instalación de un sistema de energía solar se puede dar por tres motivos fundamentalmente, que son:

- Lograr autosuficiencia respecto a los suministros convencionales
- Contribuir a frenar el deterioro ecológico del planeta utilizando energías limpias
- Conseguir un beneficio económico.
- 

Actualmente las dos primeras razones todavía no tienen suficiente fuerza para constituir un estímulo suficiente para el futuro usuario, que busca fundamentalmente una rentabilidad para justificar una inversión, a veces considerable.

Es esencial, pues, conseguir que toda la instalación, además de satisfacer las necesidades energéticas, parcial o totalmente, cumpla el requisito fundamental de suponer un beneficio económico para éste al igual que se exigiría con otra inversión cualquiera.

De acuerdo con lo anterior, es necesario tener en cuenta que el factor más importante en cualquier instalación es su durabilidad y funcionamiento eficaz por muchos años.

Una instalación solar, con materiales de primera calidad, bien mantenida y montada, debe ser capaz de tener una vida útil de alrededor de 25 años, con un razonable mantenimiento y algunas reparaciones inevitables. Se considerará que habrá finalizado la vida útil de la instalación cuando los costes de mantenimiento y reparación hayan crecido tanto que pueda considerarse la opción de realizar una inversión en una nueva instalación o cuando para continuar su funcionamiento con unas prestaciones aceptables exija reparaciones o sustituciones cuyo coste sea demasiado elevado.

## 14.2 DEFINICIONES

Para poder evaluar correctamente y comparar las cantidades que intervienen en el estudio de la rentabilidad de una instalación es preciso tener en cuenta que éstas (coste de combustible, mantenimiento, ahorro anual, etc.) variarán, normalmente al alza, como consecuencia de la inflación. Por ello, resulta útil referirnos y tomar como unidad comparativa el valor del dinero en el momento de efectuar la inversión, traduciendo todas las cantidades a lo largo de los diferentes años a su valor equivalente en dicho año, ya que no representará el mismo dinero una cantidad en un año que en otro. Suponiendo que, teóricamente, podríamos obtener una rentabilidad a nuestro dinero colocándolo a un interés  $e$ , una cantidad inicial  $X$  al cabo de  $t$  años se nos convertiría en  $X(1 + e)^t$ , e inversamente, una cantidad que al cabo de  $t$  años es  $X$ , correspondería a una cantidad inicial de  $\frac{X}{(1+e)^t}$

En cuanto a factores tales como el interés del dinero, la inflación o el aumento anual del coste de los combustibles sustituidos (que determinarán el ahorro neto que la instalación produce), no pueden conocerse de antemano, y no existe más solución que estimarlos de acuerdo con las previsiones económicas. Para todos esos factores supondremos válidos unos valores medios, constantes a lo largo de los años, aunque sabemos que se producirán fluctuaciones en uno y otro sentido.

Si llamamos  $C$  al coste de la inversión diferencial, que en nuestro caso será la cantidad total invertida pues ya existe un sistema de energía convencional,  $A$  el ahorro previsto anualmente, que será el coste del combustible sustituido anualmente según el precio de éste el primer año, y  $M$  el coste de mantenimiento durante el primer año tenemos lo siguiente.

El ahorro bruto en un período de  $t$  años equivaldría, en dinero “traducido” a su valor en el primer año a:

$$A \sum_{1}^t \left( \frac{1+c}{1+e} \right)^t$$

Donde

*$c$ : es el incremento previsto de los combustibles. Vamos a tomar un valor conservador, de esta manera, el incremento previsto será del 6%.*

*$e$ : es el interés financiero neto para un pequeño capital. Tomaremos  $e = 3\%$*

De la misma manera, el coste de mantenimiento en dicho período, comparándolo con el valor del dinero en el momento inicial es:

$$M \sum_1^t \left( \frac{1+i}{1+e} \right)^t$$

Donde

*i* : es el índice de la inflación anual, ya que suponemos que la factura del mantenimiento crece de la misma forma que la inflación. Tomaremos como *i* el 3.5%

Por lo tanto, el ahorro neto, esto es, el ahorro bruto menos el coste de mantenimiento es:

$$A \sum_1^t \left( \frac{1+c}{1+e} \right)^t - M \sum_1^t \left( \frac{1+i}{1+e} \right)^t$$

Y el beneficio neto B que la instalación proporciona es:

$$B = A \sum_1^t \left( \frac{1+c}{1+e} \right)^t - M \sum_1^t \left( \frac{1+i}{1+e} \right)^t - C$$

Vamos a calcular cada uno de estos parámetros:

#### 14.2.1 Ahorro bruto

Para conocer el ahorro bruto debemos calcular la energía que produce nuestra instalación y el coste del combustible de esta energía.

Como dijimos, el secado del maíz se produce desde mediados de septiembre hasta mediados de febrero aproximadamente. Para estos meses teníamos:

Energía útil final:

$$q_{\text{útil, inst final}} = 310676 \text{ KWh}$$

La secadora TC-40 utiliza gasoil B como combustible, si suponemos un rendimiento del quemador del 85%, la cantidad de combustible que se requeriría para producir este calor útil por año será:

$$\frac{310676 \text{ KWh}}{11.863 \frac{\text{KWh}}{\text{Kg de gasoil}} \cdot 0.85} = 30810 \text{ Kg de gasoil}$$

Como la densidad del gasoil es de  $0.845 \text{ Kg/m}^3$ , los litros de gasoil ahorrados cada año son:

$$\frac{30810 \text{ Kg /año}}{0.845 \text{ Kg/l}} = 36461 \text{ litros/año}$$

Si el precio del gasoil B es de  $0.7611 \text{ euros/l}^3$  el ahorro es de:

$$A = 36461 \frac{\text{litros}}{\text{año}} \cdot 0.7611 \frac{\text{euros}}{\text{litro}} = 27750 \text{ euros/año}$$

---

<sup>3</sup> Dato obtenido en Marzo de 2012 para la provincia de Toledo (observatorioprecios.com)

### 14.2.2 Inversión inicial

#### Colectores

JUMBOSOLAR	Precio(€)	Número	Total(€)
Paquete de colector (20m2)	6097	40	243880
Kit de montaje	1100	40	44000
Válvula antiretorno	130,35	40	5214
Caja filtro aire	163	40	6520
			270814

#### Circuito secundario

TUBERIAS	Precio/metro	Metros	Total(€)
A	12,27	40	490,8
B	12,27	4	49,08
C	21,28	4	85,12
D	23,64	4	94,56
E	26,03	4	104,12
F	27,84	6	167,04
G	31,34	6	188,04
H	33,52	6	201,12
I	45,98	6	275,88
J	50,38	6	302,28
K	55,63	6	333,78
L	55,63	96	5340,48
M	77,06	93	7166,58
N	50,38	3	151,14
O	50,38	4	201,52
			15151,54

CODOS	Precio/unidad	unidades	Total(€)
90° DN 315	28,69	44	1262,36
45° DN 315	20,2	36	727,2
90° DN 850	125,85	2	251,7
45° DN 850	81,58	2	163,16
90° DN 1100	207	2	414
			2818,42

TES	Precio/unidad	unidades	Total(€)
B-C	62,51	4	250,04
C-D	80,1	4	320,4
D-E	89,07	4	356,28
E-F	103,89	4	415,56
F-G	119,97	4	479,88
G-H	134,76	4	539,04
H-I	156,84	4	627,36
I-J	172,71	4	690,84
J-K	186,97	4	747,88
L-M	330,18	2	660,36
			5087,64

Aumentos	Precio/unidad	unidades	Total (€)
B'	28,73	4	114,92
C'	25,3	4	101,2
D'	30,76	4	123,04
E'	36,09	4	144,36
F'	40,5	4	162
G	42,11	4	168,44
H'	43,45	4	173,8
I'	46,88	4	187,52
J'	50,46	4	201,84
L'	86,19	2	172,38
M'	88,3	2	176,6
O'	142,96	2	285,92
			2012,02

Ventilador	Precio(€)	Unidades	Total(€)
TCDT-800	3602	2	7204

Regulador caudal Iris-315	75,37	40	3014,8
---------------------------	-------	----	--------

Aislamiento	Precio/m2	m2	Total(€)
Iber-Cover	3	180	540

La inversión que habría que realizar es de: 335442€



### **14.2.3 Ayudas**

El Plan Energético de la Comunidad de Madrid 2004-2012 contempla la problemática específica de la región, que tiene un escaso nivel de autoabastecimiento energético, si bien cuenta con un potencial variado de fuentes de energía renovables que no ha logrado aún alcanzar un grado de aprovechamiento suficiente.

Establece el Plan unos objetivos ambiciosos para la potenciación del mercado de las energías renovables, que constituye un pilar central de la planificación energética de nuestra región. Su efectivo desarrollo contribuirá a aumentar la seguridad de abastecimiento, a proteger el medio ambiente y a servir de elemento incentivador de la industria y el empleo regionales, ya que impulsará la ejecución de instalaciones que, en gran parte, serán realizadas por empresas instaladoras e ingenierías madrileñas.

Por otro lado, la Consejería de Economía e Innovación Tecnológica y el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) firmaron el pasado 24 de mayo de 2006 un Convenio de Colaboración para la definición y puesta en práctica de las actuaciones de apoyo público contempladas en el Plan de Energías Renovables en el ámbito territorial de la Comunidad de Madrid.

El objeto de dicho Convenio es establecer mecanismos de colaboración entre la Comunidad de Madrid y el IDAE para facilitar la ejecución de las medidas contempladas en el Plan de Energías Renovables 2005-2010, aprobado por el Gobierno de la Nación por Acuerdo de Consejo de Ministros en su reunión de fecha 26 de agosto de 2005. Dado lo concreto de las actuaciones contempladas en dicho Convenio (promoción del aprovechamiento de energía solar térmica de baja temperatura, biomasa térmica, doméstica y solar fotovoltaica aislada), es necesario establecer unas nuevas bases reguladoras de acuerdo con los criterios recogidos en el mencionado Convenio de Colaboración. En cualquier caso, se mantiene una continuidad con el programa de promoción de las energías renovables regulado por la Orden 86/2006, de 12 de enero, de la Consejería de Economía e Innovación Tecnológica.

#### **Beneficiarios:**

Podrá solicitar la ayuda, en todo caso, el titular de las instalaciones, ya sea persona física o jurídica, cualquiera que fuera su forma, así como cualquier tipo de organismos públicos o privados. Las Empresas de Servicios Energéticos no podrán ser beneficiarias de las ayudas de este Plan.

### **Actuaciones y gastos subvencionables:**

Se considerarán susceptibles de obtener los incentivos las siguientes instalaciones de aprovechamiento de energías renovables:

#### **a. Solar térmica de baja temperatura:**

Sistemas de energía solar para calentamiento de un fluido a partir de la captación de la radiación solar mediante captadores cuyo coeficiente global de pérdidas sea inferior a  $4,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ , para su utilización en instalaciones térmicas.

Se considerarán costes elegibles los correspondientes a los equipos que forman parte de la instalación, es decir, captadores solares térmicos, acumuladores, intercambiadores de calor, bombas de circulación, tuberías, válvulas y conexiones, vasos de expansión, aislamientos, sistemas eléctricos y de control, equipos de medida y demás equipos secundarios, así como el montaje y conexionado del conjunto, obra civil asociada, diseño de ingeniería de la instalación, dirección de obra, puesta en marcha, documentación técnica, manuales de uso y operación y tramitaciones de permisos y ayudas.

En el caso de incorporación de sistemas de telemonitorización y sistemas de visualización, se considerará elegible el coste de inversión adicional sobre el sistema de control existente o previsto (según su caso) donde se recogerán los equipos necesarios para la telemonitorización, adquisición de datos, visualización y comunicación con las instalaciones así como el coste del servicio de seguimiento y supervisión de la instalación durante un periodo de al menos dos años.

Todos los equipos e instalaciones cumplirán con la normativa vigente para este tipo de instalaciones y el Pliego de Condiciones Técnicas del IDAE para Instalaciones Solares Térmicas, Revisión 2009.

## **Cuantía de las ayudas**

1. La cuantía de las subvenciones será la siguiente:

a) Energía solar térmica:

- Aplicaciones de refrigeración: 250 euros/metro cuadrado de superficie útil de captación.

- Resto de aplicaciones: 175 euros/metro cuadrado.

b) Energía solar fotovoltaica aislada: 2,5 euros/Wp para instalaciones con acumulación y 1,9 euros/Wp para instalaciones sin acumulación.

c) Biomasa térmica: 30 por 100 de la inversión subvencionable.

2. Con carácter general, la cuantía de la subvención no podrá ser superior a 100.000 euros por beneficiario cuando se trate de una persona física y a 300.000 euros para los restantes beneficiarios.

3. En el caso de empresas, empresarios autónomos, instituciones sin ánimo de lucro y otras entidades que desarrollen una actividad económica, además, la subvención no podrá superar el límite de 100.000 euros por beneficiario durante un período de tres años consecutivos en los términos establecidos por la Comisión Europea para la regla de minimis, según lo establecido en el Reglamento CE 69/2001, de la Comisión, de 12 de enero, relativo a la aplicación de los artículos 87 y 88 del Tratado CE a las Ayudas de Minimis.

4. La cuantía de la subvención finalmente abonada será calculada en función de la justificación aportada, de tal forma que el importe de esta deberá ponderarse con la actuación proyectada o la anualización, en su caso, reduciéndose la cuantía de la ayuda en función de la justificación presentada, en caso de ser esta inferior a la del proyecto elegido como subvencionable. En cualquier caso, debe haberse cumplido el objeto de la subvención.

Así pues, las ayudas son:

$$\frac{175\text{€}}{m^2} \cdot \frac{2.3 m^2}{2.5 m^2} \cdot 800 m^2 = 128800\text{€}$$

Por tanto, el coste final de la **inversión** es de:

$$C = 335442\text{€} - 128800\text{€} = \mathbf{206642\text{€}}$$

#### 14.2.4 Mantenimiento

Para simplificar el cálculo supondremos un coste de mantenimiento anual tal que el primer año sea  $M$  (un 2.7% del valor total de la instalación) y vaya creciendo con el paso de los años en la misma proporción que lo haga el coste de la vida, definido por el índice de inflación.

Así pues el coste de mantenimiento el primer año es:

$$M = 2.7\% \text{ de } 335442 \text{ €} = 9199 \text{ €}$$

### 14.3 PERÍODO DE RETORNO DEL CAPITAL INVERTIDO

El período de retorno del capital invertido es el tiempo que transcurre desde que se realiza la inversión hasta que el ahorro producido por la instalación amortice totalmente la misma. En este momento, el beneficio sería nulo, y por tanto:

$$B = A \sum_1^t \left( \frac{1+c}{1+e} \right)^t - M \sum_1^t \left( \frac{1+i}{1+e} \right)^t - C = 0$$

Así pues, el valor de  $t$  que cumpla la ecuación anterior será el tiempo de retorno de la inversión. A partir de dicho año, y hasta el fin de la vida útil de la instalación, todo el ahorro que vaya produciendo se convertirá en beneficio neto, ya que la inversión ha sido amortizada.

$$27750 \sum_1^t \left( \frac{1 + 0.06}{1 + 0.03} \right)^t - 9199 \sum_1^t \left( \frac{1 + 0.035}{1 + 0.03} \right)^t - 206642 = 0$$

$$27750 \sum_1^t \left( \frac{1.06}{1.03} \right)^t - 9199 \sum_1^t \left( \frac{1.035}{1.03} \right)^t - 206642 = 0$$

$$27750 \sum_1^t (1.0291)^t - 9199 \sum_1^t (1.0048)^t - 206642 = 0$$

Para proseguir el desarrollo de la anterior expresión, utilizamos la fórmula de la suma de una serie geométrica de  $n$  términos cuyo primer término es  $a$  y cuya razón es  $k$ :

$$\sum_1^n a_i = \frac{a \cdot k^n - a}{k - 1}$$

En nuestro caso  $a = k = 1.0291$  y  $1.0048$  respectivamente.

$$27750 \left( \frac{1.0291 \cdot 1.0291^t - 1.0291}{1.0291 - 1} \right) - 9199 \left( \frac{1.0048 \cdot 1.0048^t - 1.0048}{1.0048 - 1} \right) - 206643 = 0$$

Dando valores a  $t$  tenemos:

Año	Beneficio(€)
1	-187328
2	-167227
3	-146316
4	-124569
5	-101916
6	-78467
7	-54059
8	-28709
9	-2389
10	24929

*Tabla 14.3 Tiempo de retorno de la inversión*

Para un valor de entre 9 y 10 años se cumple la igualdad anterior, luego tomamos como tiempo de retorno de la inversión 10 años.

#### 14.4 TASA INTERNA DE RENTABILIDAD

Para calcular la tasa de rentabilidad interna  $r$  habrá que suponer un tiempo de vida útil de la instalación. Suponemos una vida útil de 20 años.

Según la definición hay que calcular el interés  $e$  que habría que tomar en la ecuación para que el beneficio  $B$  fuese cero cuando  $t$  sea 20 años. Entonces:

$$A \sum_1^{20} \left( \frac{1+c}{1+r} \right)^{20} - M \sum_1^t \left( \frac{1+i}{1+r} \right)^{20} - C = 0$$

No podemos despejar  $r$  de forma explícita, por lo que habrá que proceder a desarrollar los sumatorios empleando, si se prefiere, la fórmula de la suma de una serie geométrica.

$$27750 \sum_1^{20} \left( \frac{1.06}{1+r} \right)^{20} - 9199 \sum_1^t \left( \frac{1.035}{1+r} \right)^{20} - 206643 = 0$$

$$27750 \left[ \frac{\left( \frac{1.06}{1+r} \right)^{21} - \frac{1.17}{1+r}}{\frac{1.17}{1+r} - 1} \right] - 9199 \left[ \frac{\left( \frac{1.035}{1+r} \right)^{21} - \frac{1.035}{1+r}}{\frac{1.035}{1+r} - 1} \right] - 206643 = 0$$

$$27750 \left[ \frac{\frac{3.4}{(1+r)^{20}} - 1.06}{0.06 - r} \right] - 9199 \left[ \frac{\frac{2.059}{(1+r)^{20}} - 1.035}{0.035 - r} \right] - 206643 = 0$$

Llegados a este punto, debemos probar con distintos valores de  $r$ .

$r$ (%)	$B$ (€)
0,1	74957
0,11	51983
0,12	31680
0,13	13683
0,138	734.35
0,139	-801.07

*Tabla 14.4 Tasa interna de rentabilidad*

Esto se da para el caso de  $r = 0.138$ . Por tanto, la tasa de rentabilidad será del 13.8%.  
Un valor excelente para cualquier inversión.

## 15 ESTUDIO DEL IMPACTO AMBIENTAL

Como ya hemos visto, las energías renovables constituyen una fuente inagotable de abastecimiento de energía, ya que provienen de manera directa o indirecta de la luz del sol, renovándose continuamente.

Actualmente los diferentes recursos que puede aprovecharse de las energías limpias y renovables están haciendo que estas vayan cobrando cada vez más popularidad, siendo adoptadas como modo de abastecimiento en muchos países hasta la fecha.

La principal consecuencia de la implantación de energías renovables es la reducción de la emisión de gases de efecto invernadero sobre la atmósfera. Se denomina efecto invernadero al fenómeno por el cual determinados gases, que son componentes de la atmósfera planetaria, retienen parte de la energía que el suelo emite por haber sido calentado por la radiación solar. Afecta a todos los cuerpos planetarios dotados de atmósfera. De acuerdo con la mayoría de la comunidad científica, el efecto invernadero se está viendo acentuado en la Tierra por la emisión de ciertos gases, como el dióxido de carbono y el metano, debido a la actividad humana.

Cabe destacar que cuando hablamos de gases de efecto invernadero (GEI) nos referimos a  $CO_2$  equivalente ( $CO_2$  eq), que incluye los seis gases de efecto invernadero recogidos en el Protocolo de Kioto: dióxido de carbono ( $CO_2$ ), metano ( $CH_4$ ), óxido de nitrógeno ( $N_2O$ ), hidrofluorocarburos (HFC), perfluorocarburos (PFC) y hexafluoruro de azufre ( $SF_6$ ).



## 15.1 IMPACTO AMBIENTAL DE LA INSTALACIÓN

La instalación tendría un impacto ambiental que podemos considerar prácticamente nulo. Si analizamos diferentes factores como emisiones a la atmósfera, residuos tóxicos, destrucción de flora y fauna, ruido, veremos que su impacto sólo se limita a la fabricación de los elementos que constituyen la instalación solar, pero no al funcionamiento.

- Emisiones: La energía generada por los colectores solares procede del sol, por lo que no hay emisiones contaminantes a la atmósfera.
- Ruidos: Los ruidos generados son debidos al aire que circula por los conductos y a los ventiladores. Las dimensiones de los conductos son suficientemente grandes como para evitar altas velocidades que generen ruido y el aislante térmico de 50mm de espesor que recubre los conductos provoca una atenuación de este.
- Destrucción de flora y fauna: La instalación consta de 800 m<sup>2</sup>, por lo que habrá una inevitable destrucción de flora y fauna que dependerá del emplazamiento de dicha instalación.
- Residuos tóxicos y peligrosos vertidos al sistema de saneamiento: Los residuos generados por la instalación son nulos, ya que emplea como medio de transmisión de calor el aire. Además al no requerir fluidos para el funcionamiento de la instalación no hay ningún riesgo de vertidos tóxicos.
- Impacto visual: Inevitablemente habrá un impacto visual ya que se trata de 800 m<sup>2</sup> de colectores solares, sin embargo, como los secaderos de granos se encuentran en lugares alejados de la urbe, el impacto visual es menor.

## 15.2 EMISIONES DE $CO_2$ EVITADAS

Como hemos visto, el calor útil final de la instalación al año era de:

$$q_{\text{útil,inst final}} = 310676 \text{ KWh}$$

Este calor útil produce un ahorro de combustible de 36461 *litros/año*.

Para calcular las emisiones asociadas, debe aplicarse el factor de emisión que corresponda, de acuerdo con los datos siguientes:

COMBUSTIBLE	FACTOR DE EMISIÓN
Gas natural ( $m^3$ )	2,15 kg $CO_2$ /Nm <sup>3</sup> de gas natural
Gas butano (kg)	2,96 kg $CO_2$ /kg de gas butano
Gas butano (número de bombonas)	37,06 kg $CO_2$ /bombona (considerando 1 bombona de 12,5 kg)
Gas propano (kg)	2,94 kg $CO_2$ /kg de gas propano
Gas propano (número de bombonas)	102,84 kg $CO_2$ /bombona (considerando 1 bombona de 35 kg)
Gasoil (litros)	2,79 kg $CO_2$ /l de gasoil <sup>8</sup>
Fuel (kg)	3,05 kg $CO_2$ /kg de fuel
GLP genérico (kg)	2,96 kg $CO_2$ /kg de GLP genérico
Carbón nacional (kg)	2,30 kg $CO_2$ /kg de carbón nacional
Carbón de importación (kg)	2,53 kg $CO_2$ /kg de carbón de importación
Coque de petróleo (kg)	3,19 kg $CO_2$ /kg de coque de petróleo

Tabla 15.2 Factor de emisión de diversos combustibles

Las emisiones evitadas son:

$$36461 \frac{\text{litros}}{\text{año}} \cdot 2,79 \frac{\text{Kg } CO_2}{\text{litro}} = 101726 \text{ Kg } CO_2/\text{año}$$

Así pues, la cantidad de  $CO_2$  que dejamos de emitir al año gracias a esta instalación es de 101726 Kg.

## 16 CONCLUSIONES

- El secado de granos es un proceso que requiere una gran cantidad de energía y depende de la humedad inicial y final de los granos y de la cantidad de granos que queramos secar y del consumo específico de energía de la secadora.
- El aire es el principal agente para absorber la humedad contenida en los granos. Cuanto mayor sea la temperatura de este aire mayor será la capacidad para absorber la humedad de dichos granos.
- Los parámetros que influyen en la tasa de secado, cuando se secan granos con aire forzado no son independientes. Esto quiere decir que influyen en la tasa de secado como un conjunto de factores y no aisladamente. El manejo adecuado de dichos parámetros permite obtener las características deseadas en los granos.
- Surgen muchos problemas a la hora de calcular la radiación solar sobre un plano inclinado en horas cercanas al amanecer y al atardecer, debido a que el factor  $R_b$  toma valores muy elevados. Por ello se hace necesario limitar este valor en estas horas. Sin embargo, como la irradiancia incidente a estas horas es baja, el error cometido es despreciable.
- Las pérdidas obtenidas en el colector se corresponden con un 65% en condiciones de normalización, 30% por efecto del viento y un 5% por calor almacenado en los componentes. De estos resultados se observa el gran efecto que tiene las pérdidas por efecto del viento en el colector. Las pérdidas en las tuberías suponen un 3% de la energía útil a la salida del colector.
- El diseño de los conductos de aire hay que realizarlo con cuidado, pues hay una serie de parámetros que se deben cumplir y la pérdida de carga no debe ser elevada ya que supondría un mayor gasto en el ventilador.
- El tiempo de retorno de la inversión lo hemos calculado en 10 años, y la tasa interna de rentabilidad es del 13,8%, que es un valor excelente para cualquier inversión
- Los mayores inconvenientes del uso de colectores solares para el secado son la elevada inversión inicial que hay que realizar y la coincidencia del periodo de cosecha de la mayoría de los cultivos con la época en la que incide una menor cantidad de radiación solar. Así pues hay que analizar con sumo cuidado la rentabilidad de dicha instalación para ver si es viable la inversión que hay que realizar.

## 17 BIBLIOGRAFÍA

- [1]“**Secado de granos y secadoras**”. Carlos Alberto de Dios. Chile 1996
- [2] “**Secado de granos: natural, solar y a bajas temperaturas**” Oficina Regional de la FAO para America Latina y el Caribe.
- [3]“**Secado de granos a altas temperaturas**”. Oficina Regional de la FAO para America Latina y el Caribe.
- [4]“**El maíz en la nutrición humana**”. Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación. Roma 1993
- [5]“**Solar Engineering of Thermal Processes**”. John A.Duffie y Beckman
- [6]Apuntes asignatura “**Energías Renovables**”. Marcelo Izquierdo Millán
- [7]“**Energía Solar: Diseño y dimensionamiento de instalaciones solares**”. Adolfo de Francisco y Manuel Castillo.
- [8]“**Fundamentos de la Transferencia de Calor**”. Frank P. Incropera y David P. DeWitt
- [9]“**Instalaciones Solares Térmicas para producción de Agua Caliente Sanitaria**”. CENSOLAR
- [10]“**Mecánica de Fluidos**”. Frank M. White.
- [11]“**Manual de aire acondicionado CARRIER**”
- [12]“**Ventilación Industrial: Cálculo y aplicaciones**”. E.Carnicer Royo
- [13]“**Manual Práctico del Aire Acondicionado (Frío y Calor)**”. David V. Chadderton
- [14]“**Manual Práctico de Ventilación**” Soler;Palau

- Apuntes de las siguientes asignaturas de la Universidad Carlos III de Madrid
  - Energías renovables
  - Tecnología del Frío
  - Ingeniería Térmica y de Fluidos
  - Calor y Frío Industrial
  
- Empresas y fabricantes
  - Grammer Solar
  - Soler & Palau
  - Climaver
  - Secadoras MEGA
  - Air Tub

## 18 ANEXOS

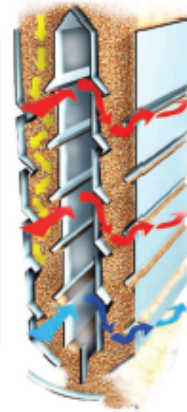


Modelo	TC40
Altura (m)	8.9
Frente (m)	3.08
Lateral (m)	9.44
Cantidad de módulos (u)	2
Capacidad portante (m <sup>3</sup> )	30
Potencia eléctrica (hp)	15.5
Ventiladores	2
Capacidad máxima quemador (millcal/h)	1250
Capacidad de secado de maíz a 100/110° C	19% a 16%
Toneladas/hora	40/44





## ALTA CALIDAD DE SECADO HIGH DRYING QUALITY



Las columnas portantes de granos están creadas con un formato que permite la distribución homogénea del aire. El flujo mixto del grano en descenso por la columna, ofrece baja resistencia al paso del aire.

Este diseño resulta en bajo consumo de energía aún con gran volumen de caudal específico.

El descenso de la masa de grano encolumnada se realiza en zigzag, en el movimiento de rotación del grano una corriente de aire seco y caliente lo rodea en forma homogénea: el aire potencia la transmisión de energía y absorbe la humedad.

El aumento del rendimiento por tonelada en proceso es el resultado de este eficaz funcionamiento.

The columns that contain the grain have a particular design, which allow a more homogeneous, and direct air distribution to the grain.

The mixed flow of air & grain, descending through the drying column, offers low resistance to the air passage. This design feature, allows for a Low Energy Consumption, even though we move a Large Specific Volume of Air. The cascade flow of the grain inside the column produces a rotation on the grain particle, exposing it to a Dry and Hot Air Breeze, which evenly surrounds the grain. The Hot Air stimulates the internal energy of the grain particle, and absorbs its moisture. The result of this ingenious procedure allows for an increase on the drying efficiency of the MEGA Dryers, per tonnage moved in the process.



## SISTEMA DE TEMPERING CÍCLICO CYCLICAL TEMPERING SYSTEM



## Datos generales de secadoras de simple torre

### Simple tower MEGA grain dryers general data

	PORTATIL	TC 30	TC 40	TC 50	TC 60	TC 70	TC 80	TC 90	TC 100	TC 110	TC 120	TC 140	TC 160
<b>Altura [m]</b> Height [m]	5,25	7,8	8,9	10,1	11,2	12,4	13,5	14,8	15,8	17,1	18,2	20,5	22,8
<b>Ancho [m]</b> Width [m]	1,75	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08
<b>Largo c/ separadores de polvo [m]</b> Length with Dust collectors [m]	6,25	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44	9,44
<b>Cantidad de módulos [u]</b> Modules [units]	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8
<b>Potencia eléctrica sin separadores [HP]</b> Required Power [HP] Without Dust collectors	7	13	15,5	20,5	25,5	30,5	30,5	38	40,5	50,5	55,5	63	60,5
<b>Potencia eléctrica con separadores [HP]</b> Required Power [HP] with Dust collectors		15,5	20,5	25,5	30,5	38	38	45,5	50,5	55,5	60,5	75,5	75,5
<b>Capacidad de secado maíz [Tn/h]</b> <b>3 puntos - Todo Calor - 19 a 16%</b> Drying Capacity - Corn [TPH] 3 pts. - All Heat - 19 to 16 %	15	30/32	40/44	50/55	60/65	70/78	80/90	90/98	100/110	110/118	120/130	140/155	160/180



## NORMAS MEGA MEGA STANDARDS AND CERTIFICATIONS

### NORMAS ADOPTADAS POR MEGA

Conforme al proceso de mejora continua de productos y servicios, Ingeniería MEGA S.A. certifica ISO 9001:2000 (RINA), además posee en diversas partes del mundo homologaciones para el funcionamiento de sus equipos: CERTIFICADO DE APTITUD TÉCNICA (Bureau Veritas Argentina), CERTIFICADO DE CONFORMIDAD (GOST-R), CERTIFICADO DE USO (RTN - Quemador Secadora), CERTIFICADO SANITARIO EPIDEMIOLOGICO (GGTN), REGLAMENTACIONES INTERNAS DEL CLIENTE; Redes de anti-incendio según NFPA.



BUREAU  
VERITAS



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОМУ,  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ И  
АТОМНОМУ НАДЗОРУ

### MEGA STANDARDS AND CERTIFICATIONS

According to the process of continuous improvement in products and services, MEGA Engineering S.A. certifies ISO 9001:2000 (RINA), it also has homologations from other parts of the world for its equipments: CERTIFICATE OF TECHNICAL APTITUDE (Bureau Veritas Argentina), CONFORMITY CERTIFICATE (GOST-R), PERMITE TO USE (RTN), SANITARY & EPIDEMIOLOGICAL CERTIFICATE (GGTN), INTERNAL CUSTOMERS REGULATIONS; NFPA Fire Suppression Internal Network.



CH01



### AireSolar – Calefacción y ventilación solar

Los colectores de aire GLK de Grammer Solar se distinguen por su alto rendimiento, su imagen agradable, su alta calidad, producido por mejores componentes para una vida larga:

- Vidrio ESG 4mm
- Carcasa de acero galvanizado
- Absorbedor laminar de aluminio
- 50mm de aislamiento por planchas de lana mineral
- Aislamiento de los lados con 20mm, lana mineral
- Filtro de alta calidad

Los captadores son modulares; peso de cada colector (2,5m²) 80 kg; dimensiones: 2.500 x 1.006 x 175 mm

Gracias a su alto rendimiento, con JumboSolar no sólo mejora el clima interior sino que reduce notablemente el consumo energético.

JumboSolar se utiliza también en procesos industriales donde se necesitan grandes caudales de aire con temperaturas concretas. Es perfecto en procesos de secado.

Con nuestra gama completa de GLK formamos los sistemas más convenientes para cada aplicación:



**JumboSolar**  
Sistema estándar de 8 colectores con 20 m² de Superficie de apertura. Ventilador externo conectado a red.



**GLK F**  
Colector de filtro de  $S_a = 2,5 \text{ m}^2$   
Con filtro de aire integrado



**GLK M**  
Colector central de  $S_a = 2,5 \text{ m}^2$



**GLK E**  
Colector de conexión de  $S_a = 2,5 \text{ m}^2$   
Con boca de conexión de 315 mm



Los sistemas de colectores GLK pueden dar las condiciones de caudal de aire y temperatura que requiera su instalación en función de la conexión de los captadores. Para una alta demanda de caudal de aire se colocarán tantas líneas en paralelo como sean necesarias, sumándose así el caudal trasgado por cada línea y aportando el total requerido. El rango de funcionamiento de cada línea es de 700 - 2.300 m³/h. Para conseguir una temperatura elevada se conectarán mayor número de colectores centrales en serie, hasta una longitud máxima de 40 m.

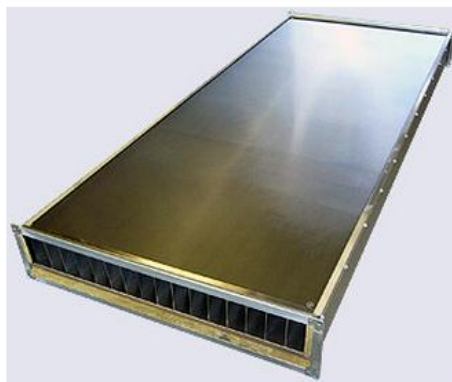
Los sistemas pueden funcionar en régimen de recirculación, recogiendo así el aire interior de la nave y aprovechando de esta manera la energía del aire interior. Este sistema se consigue de una forma sencilla, sustituyendo el colector de filtro por un colector de conexión tal y como muestra la figura.

## Dimensionamiento del JumboSolar

Originariamente la instalación solar estándar es de 20m<sup>2</sup> de colectores solares de aire GLK que, junto con paquetes de montaje ya preconfigurados, resulta muy sencillo en su planificación y montaje.

El colector JUMBOSOLAR es concebido para el apoyo en sistemas de ventilación y climatización (Instalaciones RTL). Puede ser instalados como sistemas con aspiración de aire exterior- también con mezcla- o con recirculación. Con esto último se consigue que en aplicaciones con elevadas renovaciones de aire en invierno, el ambiente no se enfríe demasiado.

El montaje se realiza en cubiertas inclinadas o planas e incluso los colectores puede quedar integrados en fachada. El Paquete Jumbo incluye los colectores, la regulación con sondas así como el sistema de montaje y la unidad de filtros.



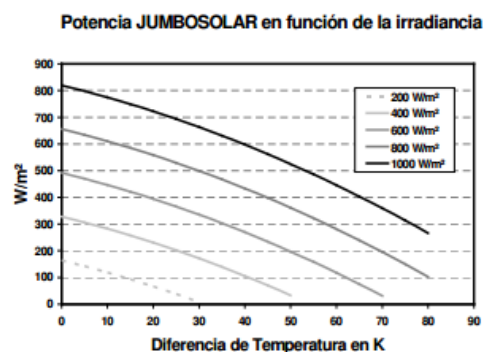
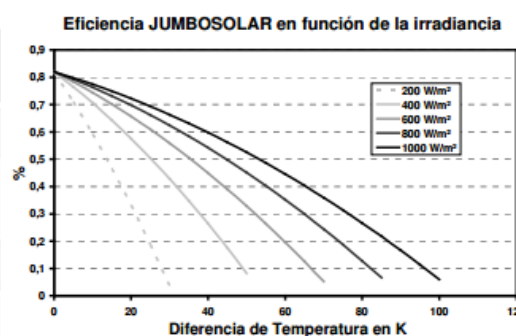
**siempre  
con la  
fuerza del sol**

GRAMMER SOLAR S.L  
C/ Pérez Pujol 3, pta. 2  
46002 Valencia  
España

Tel. : +34 96 325 57 9-0  
Fax : +34 96 325 57 9-3  
info@grammer-solar.es  
www.grammer-solar.es



Valores característicos de los colectores GLK (todos los valores se refieren a la superficie de apertura)			
Magnitud	Símbolo	Unidad	Valores certificados
Factor de conversión; diferencia de temperatura ( $t_m - t_a$ ) = 0,	$\eta_0$		0,82
Coefficiente de eficacia lineal, coeficiente de pérdida	$A_1$	W/(m <sup>2</sup> x K)	4,2
Coefficiente de eficacia de segundo grado, coeficiente de pérdida	$A_2$	W/(m <sup>2</sup> x K <sup>2</sup> )	0,034
Factor de ángulo	$K_\theta(50^\circ)$		0,94
Rango de caudal recomendado		m <sup>3</sup> /(h x m <sup>2</sup> )	30 hasta 100
<b>Superficies de referencia</b>			
Superficie bruta	$A_g$	m <sup>2</sup>	2,51
Superficie de apertura	$A_a$	m <sup>2</sup>	2,30
<b>Valores límite para el funcionamiento</b>			
Temperatura de paro		°C	150 °C





Productos

Acero Galvanizado

Acero Inoxidable

Tubo doble con aislamiento

La Empresa

Contacto



**Conducto rectangular  
AIRTUB  
E 600/120 perfil integral**

**Conducto rectangular  
AIRTUB E 600/120 Vaina**

## BIENVENIDO AL SITIO WEB DE AIR TUB, LA REFERENCIA EN EL SECTOR DE LAS CONDUCCIONES DE AIRE.

En **Air Tub** estamos especializados en la fabricación de conductos en acero galvanizado y acero inoxidable para ventilación y climatización:

- Conductos circulares helicoidales
- Conductos rectangulares
- Conductos oval
- Chimeneas Modulares con marcado CE
- Conducto EI30

Debido a nuestra larga experiencia en el sector, **fabricamos conductos de gran calidad** y ofrecemos a nuestros clientes; **rapidez en las entregas y cumplimiento de los plazos de entrega previstos.**

Tenemos fábricas en:

**SANT BOI DE LLOBREGAT**  
(Barcelona) 2.000 m<sup>2</sup>

**CUARTE DE HUERVA**  
(Zaragoza), 1.500 m<sup>2</sup>





## Tubo helicoidal

Precios por metro lineal



NOMINAL	0,5 mm	0,6 mm	0,7 mm	0,8 mm	1 mm	1,2 mm
100	3,39*					
125	4,24*					
135	4,66*					
150	5,09*					
175	5,83*					
200	6,66*	8,29	9,59	10,77	13,61	
225	7,61*	9,29	10,74	12,16	15,25	
250	8,18*	10,80	12,00	13,63	17,23	
275	9,48	11,40*	13,23	15,05	18,93	
300	10,01	11,94*	14,73	16,45	20,21	
315	11,24	12,27*	15,34	17,25	21,96	
350	12,20	14,10*	16,64	18,93	23,29	
400		16,51	18,69*	21,28	26,88	
450		18,30	21,28*	24,31	30,25	
500		20,31	23,64*	27,28	33,94	
550			26,03*	30,25	37,31	
600			27,84*	34,10	40,75	
650			31,34*	35,18	43,97	
700			33,52*	41,90	47,50	
750			37,60	45,98*	51,07	
800			41,71	50,38*	54,65	
850				53,63*	58,26	
900				57,19	61,84	79,62
950				59,04	65,42	82,47
1000				60,85	69,03	86,76
1100					77,06	94,95
1200					83,56	103,14
1250					88,98	108,27
1300					95,09	115,13
1400					103,74	123,78
1500					112,07	130,50

- \* Espesores de chapa recomendado para aire.
- Para longitudes diferentes se incrementará el precio de lista en un 10%.
- El acabado macho hembra incrementará el precio en un manguito del mismo diámetro.
- Tubo helicoidal reforzado. Suplemento del 5%.
- Se suministra en tramos de 3 metros.

airtub Codos

ACERO GALVANIZADO

NOMINAL	CODOS 30°	CODOS 45°	CODOS 60°	CODOS 90°
100	7,37	7,65	8,25	8,65
125	7,89	8,14	8,43	8,83
135	8,41	9,07	10,73	11,32
150	8,97	9,18	11,08	11,64
175	9,69	10,02	11,78	12,90
200	10,02	12,55	12,75	15,45
225	11,74	13,67	15,50	19,59
250	13,19	14,76	16,22	20,91
275	14,68	15,49	17,67	22,63
300	16,29	19,11	20,96	27,89
315	17,28	20,20	22,98	28,69
350	19,10	23,97	26,63	32,45
400	21,09	26,21	31,40	39,19
450	24,33	29,98	34,27	45,13
500	27,89	35,88	40,15	55,58
550	29,08	38,75	43,86	58,79
600	31,85	43,65	50,03	69,80
650	36,37	48,92	55,78	74,71
700	39,39	51,57	63,77	82,55
750	47,02	61,14	71,48	96,18
800	51,29	69,94	83,60	117,45
850	61,32	81,58	95,80	125,85
900	69,65	89,57	104,56	155,64
950	74,42	105,32	125,72	172,99
1000	79,83	125,93	137,04	188,40
1100	91,66	140,02	170,69	207,00
1200	98,95	157,54	185,85	237,28
1250	104,97	160,69	198,54	255,65

NOMINAL	TE SIMPLE 90°	TE SIMPLE 45°	DERIVACION SIMPLE 45°	DERIVACION CONICA 45°
100	6,73	8,69	21,58	30,97
125	8,62	10,80	21,87	33,92
135	9,39	12,21	23,75	35,84
150	10,65	13,80	24,68	37,28
175	11,85	15,35	27,61	40,85
200	13,88	18,02	29,29	44,99
225	16,05	20,82	31,96	50,32
250	17,81	23,27	36,37	54,94
275	20,88	28,87	37,28	59,30
300	24,74	33,39	41,76	66,82
315	25,38	34,20	42,75	68,60
350	28,94	39,07	48,92	78,27
400	35,59	49,89	58,95	94,33
450	43,59	62,51	65,34	104,56
500	48,92	80,10	80,03	128,03
550	59,08	89,07	87,46	139,67
600	67,52	103,89	97,49	156,32
650	76,38	119,97	118,65	189,77
700	89,88	134,76	134,65	205,44
750	104,56	156,84	148,28	225,24
800	113,77	172,71	165,18	239,53
850	130,67	186,97	171,55	257,33
900	150,53	225,80	184,59	276,88
950	164,89	249,65	195,09	292,64
1000	188,09	282,14	216,32	319,06
1100	220,12	330,18	269,18	394,96
1200	244,15	366,23	317,66	461,33
1250	265,87	398,81	339,74	492,58

## Reducciones concéntricas

NOMINAL	80	100	125	150	175	200	225	250	275	300	315	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1100
100	5,93																									
125	7,04	6,66																								
135	7,31	6,79																								
150	7,78	7,22	6,97																							
175	9,11	8,44	8,34	8,14																						
200	10,32	9,77	9,70	9,59	9,53																					
225	11,67	11,25	11,29	11,08	10,56	10,41																				
250	13,60	12,90	12,86	12,83	12,48	12,34	12,34																			
275	14,58	14,50	14,46	14,23	14,19	13,95	13,74	13,53																		
300		16,51	16,46	16,19	16,15	16,05	15,70	15,49	15,45																	
315		17,67	17,67	17,24	16,75	16,58	16,40	15,97	15,97	15,76																
350			24,06	22,92	21,79	19,77	19,69	19,59	19,54	18,86	18,86															
400				25,38	25,20	25,27	25,09	25,09	25,09	25,27	25,12	25,42														
450					33,08	33,08	32,87	30,34	29,64	29,87	28,73	28,38	28,17	27,48												
500						33,11	32,31	30,97	30,69	30,27	30,20	29,43	27,96	25,30												
550							34,86	34,51	36,51	36,09	35,74	34,90	34,34	33,01	30,97	30,76										
600							41,70	41,70	41,55	40,65	40,09	39,80	38,83	37,69	37,19	36,51	36,09									
650								44,35	46,32	46,12	45,83	44,99	44,77	43,73	43,69	43,45	40,61	40,50								
700									50,86	50,86	51,43	51,43	51,22	49,76	47,58	46,82	44,82	43,45	42,11							
750										57,11	56,76	55,99	55,43	53,68	52,92	51,22	49,36	47,17	45,56	43,45						
800											63,91	62,48	62,09	60,90	59,78	57,31	55,61	53,89	51,16	48,57	46,88					
850												73,72	72,45	70,78	66,79	64,61	62,44	60,73	57,46	55,58	53,13	50,46				
900													73,80	73,61	69,89	67,89	65,95	63,21	60,18	56,41	56,26	54,80	51,92			
950														75,68	74,85	74,50	70,78	69,94	68,12	64,74	62,65	59,65	56,34	54,88		
1000															82,69	82,34	80,59	78,77	77,02	73,52	70,78	68,25	65,31	63,08	59,81	
1100																	101,06	97,18	93,91	88,30	84,19	83,39	78,18	74,28		
1200																		102,83	101,36	100,40	105,82	100,28	95,83	91,98	87,56	
1250																			118,38	114,30	110,93	107,99	102,45	97,97	87,47	
1300																				142,96	136,00	129,72	120,50	113,98	104,62	
1400																					152,26	152,77	146,46	137,89	117,95	
1500																							173,80	167,49	156,28	

air tub

## Accesorios

ACERO GALVANIZADO

DIÁMETRO	MANGUITO UNIÓN	CUELLO CORONA	BRIDA	CUELLO CORONA CON BRIDA	CUELLO MURECA / CUELLO PARA FLEJO	LONA
100	1,38	1,73	5,40	7,12	2,07	7,71
125	1,47	1,83	5,40	7,23	2,20	7,71
135	1,51	1,88	5,40	7,27	2,28	7,71
150	1,71	2,12	5,40	7,52	2,55	7,71
175	1,89	2,36	5,54	7,91	2,83	7,71
200	2,17	2,71	5,75	8,46	3,25	8,06
225	2,48	3,11	6,38	9,49	3,73	8,76
250	2,86	3,54	7,29	10,83	4,28	8,76
275	2,90	3,63	7,92	11,54	4,35	9,11
300	3,29	4,11	9,07	13,19	4,94	9,11
315	3,61	4,51	10,45	14,96	5,41	10,15
350	3,75	4,67	12,51	17,18	5,62	11,35
400	4,28	5,34	13,28	18,62	6,41	12,83
450	4,88	6,08	14,71	20,80		13,88
500	5,44	6,78	15,52	22,30		14,71
550	6,06	7,57	16,60	24,17		16,25
600	6,59	8,24	18,16	26,39		17,73
650	8,13	10,15	25,44	35,59		
700	8,83	11,05	25,97	37,02		
750	9,46	11,82	28,38	40,20		
800	10,05	12,57	30,23	42,80		
850	11,05	13,80	32,52	46,32		
900	12,01	15,01	34,48	49,49		
950	13,10	16,39	39,71	56,10		
1000	14,09	17,61	42,46	60,07		
1100	16,25	20,32	48,15	68,47		
1200	18,34	22,92	53,83	76,74		
1250	20,18	25,23	56,83	82,05		



## EXTRACTORES HELICOIDALES MURALES PARA SECADEROS



### Serie TCDT

TCDT

Ventiladores helicoidales murales



Embocadura circular y soporte motor en acero inoxidable AISI 304.

Motor trifásico en acoplamiento directo, IP55, clase H para ambiente hasta 85°C y 100%HR.

Eje y tornillería en acero inoxidable.

Hélice de aluminio reversible de 6 palas.

#### Bajo demanda

Motor para ambiente de 135°C o 150°C.

Hélice unidireccional de acero inoxidable.

Hélice con cubo de aluminio y palas de plástico unidireccional o reversible.

Para el modelo TCDT/-4-900 disponible con las potencias 4, 5 y 7,5.

#### APLICACIONES



Secaderos  
de Madera



Secaderos  
Industriales



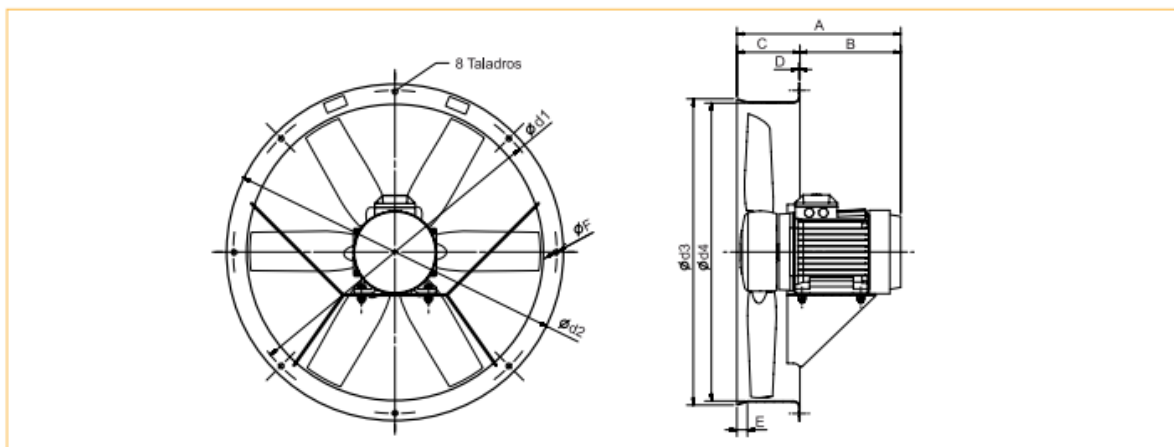
CONTINUO

## ■ Características técnicas

Es imprescindible comprobar que las características eléctricas (voltaje, intensidad, frecuencia, etc.) del motor que aparecen en la placa del mismo son compatibles con las de la instalación.

Modelo	Velocidad (r.p.m.)	Potencia motor (kW)	Intensidad nominal motor 400V (A)	Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)		Peso (kg)
				Hélice unidireccional	Hélice reversible	
TCDT/4-560 1,1KW	1430	1,1	2,5	11.200	9.200	30
TCDT/4-560 1,5KW	1430	1,5	3,4	12.800	10.500	32
TCDT/4-630 1,1kW	1430	1,1	2,5	13.600	12.700	34
TCDT/4-630 1,5kW	1430	1,5	3,4	16.200	14.700	35
TCDT/4-630 2,2kW	1440	2,2	4,8	18.400	16.400	39
TCDT/4-630 3kW	1440	3	6,5	20.000	17.300	42
TCDT/4-710 1,1kW	1430	1,1	2,5	17.000	14.500	35
TCDT/4-710 1,5kW	1430	1,5	3,4	19.900	17.700	37
TCDT/4-710 2,2kW	1440	2,2	4,8	22.000	20.500	41
TCDT/4-710 3kW	1440	3	6,5	25.500	22.900	44
TCDT/4-800 2,2kW	1440	2,2	4,8	28.900	23.800	47
TCDT/4-800 3kW	1440	3	6,5	33.800	28.700	50
TCDT/4-800 4kW	1440	4	8,3	36.500	30.700	56
TCDT/4-900 3KW	1440	3	6,5	33.000	31.000	52

## ■ Dimensiones (mm)

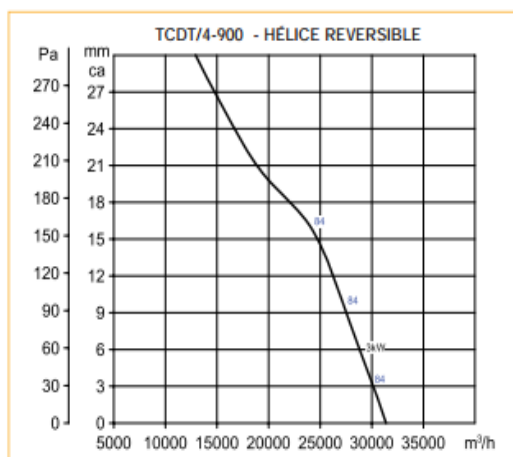
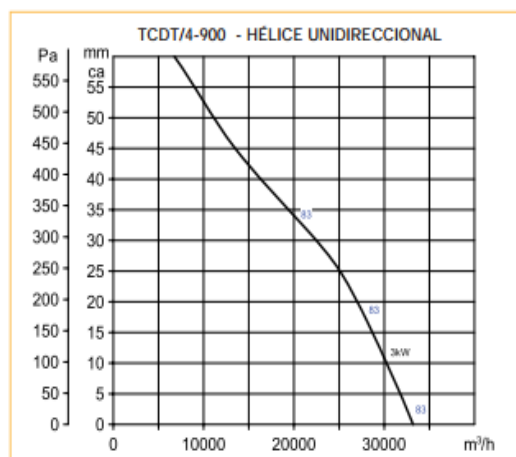
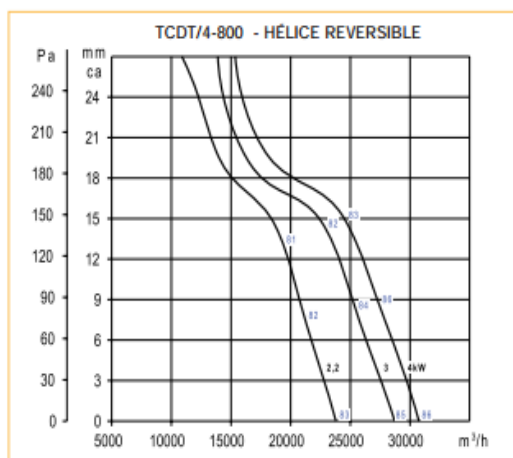
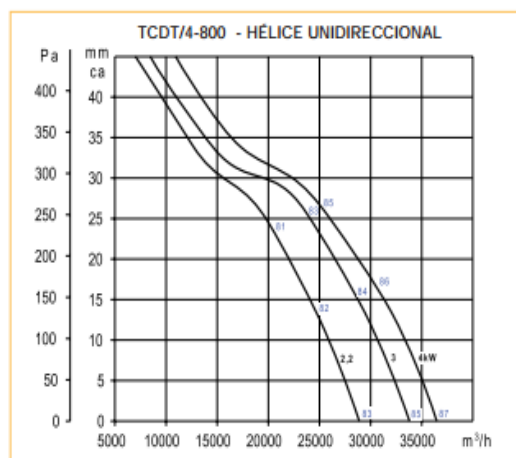


Modelo	A	B	C	D	E	F	d1	d2	d3	d4
TCDT/4-560 1,1KW	296	146	150	2,5	25	12	560	620	655	570
TCDT/4-560 1,5KW	296	146	150	2,5	25	12	560	620	655	570
TCDT/4-630 1,1kW	296	146	150	2,5	25	12	690	725	650	630
TCDT/4-630 1,5kW	296	146	150	2,5	25	12	690	725	650	630
TCDT/4-630 2,2kW	342	192	150	2,5	25	12	690	725	650	630
TCDT/4-630 3kW	342	192	150	2,5	25	12	690	725	650	630
TCDT/4-710 1,1kW	296	146	150	2,5	25	12	770	806	730	710
TCDT/4-710 1,5kW	296	146	150	2,5	25	12	770	806	730	710
TCDT/4-710 2,2kW	342	192	150	2,5	25	12	770	806	730	710
TCDT/4-710 3kW	342	192	150	2,5	25	12	770	806	730	710
TCDT/4-800 2,2kW	342	192	150	2,5	25	12	860	896	820	800
TCDT/4-800 3kW	342	192	150	2,5	25	12	860	896	820	800
TCDT/4-800 4kW	360	210	150	2,5	25	12	860	896	820	800
TCDT/4-900 3KW	342	192	150	2,5	25	12	900	970	1006	915
TCDT/4-900 4kW	360	210	150	2,5	25	12	900	970	1006	915

## ■ Curvas características

Los ventiladores están probados con tubos a la aspiración y descarga:

- Q = Caudal en  $\text{m}^3/\text{h}$  y  $\text{m}^3/\text{s}$ .
- Presión estática en mmca y Pa.
- Presión sonora en dB(A) medida a una distancia equivalente a 3 veces el diámetro.



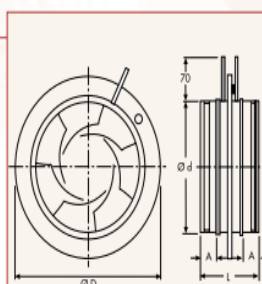
TCDT

Ventiladores helicoidales murales

## BOCAS DE EXTRACCIÓN Y/O IMPULSIÓN: ACCESORIOS



### IRIS



Modelo	Ø d	Ø D	L	A	Peso (Kg)
IRIS-80	79	125	110	30	0,5
IRIS-100	99	165	110	30	0,5
IRIS-125	124	188	110	30	0,7
IRIS-160	159	230	110	30	0,9
IRIS-200	199	285	110	30	1,4
IRIS-250	249	335	135	40	2,1
IRIS-315	314	410	135	40	3,5
IRIS-400	398	525	190	60	6,4
IRIS-500	498	655	170	50	9,6
IRIS-630	628	815	170	50	15,6
IRIS-800	798	1015	270	100	25,0

**Reguladores de caudal tipo diafragma** para conductos circulares. Permiten obtener una regulación precisa del caudal por medición de la presión. Operaciones manuales de regulación y control desde el exterior del conducto.

## BOCAS DE EXTRACCIÓN Y/O IMPULSIÓN: ACCESORIOS

